



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH HORIZONTÁLNÍHO ŠTÍPACÍHO ZAŘÍZENÍ
NA DŘEVO**

CONCEPTION OF HORIZONTAL WOOD SPLITTING DEVICE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Míkl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marek Míkl**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh horizontálního štípacího zařízení na dřevo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh mobilní štípačky dřevěné kulatiny s těmito základními technickými parametry:

- max. síla na břitu 125 kN,
- průměr štípaného dřeva do 500 mm,
- max. délka polena 400 mm,
- pohon hydromotorem.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní pojednání o aktuálních výrobcích a způsobu rozbíjení špalků.

Koncepce návrhu štípacího stroje.

Funkční výpočty, návrh štípacího klínu a mříže.

Pevnostní výpočty.

Výkres celkové sestavy.

Výkres podsestavy rámu.

Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlček. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je rešerše štípaček dřeva a štípacích nástrojů, následně bylo za úkol vytvořit vlastní návrh horizontálního štípacího stroje s využitím štípací mříže podle zadaných parametrů. Práce je rozdělena do čtyř kapitol. V první kapitole byla řešena rešerše štípacích strojů, ve druhé kapitole vlastní návrh stroje, ve třetí kapitole byla vyřešena pevnostní analýza důležitých částí stroje a v poslední části byly spočítány kontrolní funkční výpočty.

KLÍČOVÁ SLOVA

Horizontální štípačka dřeva, štípací mříž, zpracování palivového dřeva, hydraulický obvod, hydraulický válec, elektrický pohon

ABSTRACT

The aim of the bachelor thesis is a brief research of wood splitting machines and splitting tools, then it was the task to create own design of the horizontal wood splitting machine with the use of splitting grid according to the given parameters. The thesis is divided into four chapters. In the first chapter, the research of splitting machines was solved, in the second chapter the machine design wich was made itself, in the third chapter the strength analysis of important machine parts and in the last part the control functional calculations were made.

KEYWORDS

Horizontal wood splitter, splitting grid, firewood processing, hydraulic circuit, hydraulic motor, electric propulsion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MIKL, Marek. *Návrh horizontálního štípacího zařízení na dřevo*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2019

.....

Marek Mikl

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho čas, cenné rady, odborný přístup a trpělivost. Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Miroslavu Škopáňovi CSc. za rady v oblasti dimenzování hydrauliky. Chci poděkovat také své rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.

OBSAH

1	Rešerše.....	12
1.1	Štípací zařízení dle polohy špalku	12
1.1.1	Poloha vertikální.....	12
1.1.2	Horizontální.....	12
1.1.3	Nastavitelné	13
1.2	Velikosti štípací síly.....	14
1.2.1	Hobby stroje, 20–60 kN	14
1.2.2	Stroje pro domácí použití, 60–120 kN.....	14
1.2.3	Poloprofesionální a profesionální, 120 kN <.....	14
1.3	Podle způsobu vyvíjení tlačné síly.....	14
1.3.1	Mechanicky	14
1.3.3	Hydraulicky	15
1.4	Podle pohonu hydromotoru	15
1.4.1	Benzínový motor	15
1.4.2	Kardan z traktoru	15
1.4.3	Elektrický motor.....	15
1.5	Podle konstrukce štípacího nástroje.....	16
1.5.1	Jednoduchý štípací klín	16
1.5.2	Štípací klín čtyřhran	16
1.5.3	Štípací mříž.....	17
2	Vlastní návrh štípačky	18
2.1	Návrh hydraulického pohonu štípačky	19
2.1.1	Volba hlavního hydraulického válce	19
2.1.2	Výpočet potřebného tlaku v hydraulickém obvodu.....	22
2.1.3	Přepočet skutečné síly hlavního hydraulického válce	22
2.1.4	Volba hydraulických čerpadel.....	23
2.1.5	Volba hydraulických válců pro zvedání štípací mříže a plošiny	25
2.1.6	Volba hydraulických rozvaděčů	27
2.1.7	Volba elektromotoru.....	28
2.1.8	Výpočet potřebného výkonu elektromotoru	29
2.1.9	Kontrola přetížitelnosti asynchronního motoru podle poměru M_k/M_n	30
2.1.10	Kontrola elektromotoru podle středního momentu	31
2.1.11	Výpočet světlosti hadic.....	32
2.1.12	Volba hydraulické nádrže.....	33
2.1.13	Volba hydraulického oleje.....	33

2.2	Návrh rámu	33
2.3	Návrh štípací mříže	34
2.4	Návrh tlačného koníku	35
2.5	Návrh zvedacího mechanismu štípací mříže	36
2.6	Návrh zvedací plošiny	37
2.7	Návrh vedení špalku	37
2.8	Návrh stojanu, pojezdových kol a mobilita	38
3	Pevnostní výpočty	39
3.1	Kontrola rámu	39
3.2	Kontrola štípací mříže	43
3.3	Kontrola pístnice hlavního přímočarého hydromotoru na vzpěr	46
4	Kontrolní funkční výpočty	48
4.1	Kontrola odolnosti vůči štípání	48
4.2	Produktivita	52
4.3	Kontrola nosnosti zvedací plošiny	53
4.4	Výpočet stability štípačky	55
	Závěr	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů	63
	Seznam příloh	66



ÚVOD

Dřevo bylo už od dávných dob využíváno jako konstrukční materiál, ale hlavně jako velmi snadno dostupná surovina pro výrobu tepla. V současné době je dřevní materiál řazen mezi jeden z obnovitelných zdrojů energie.

Rozbíjení špalků pomocí sekery je značně fyzicky namáhavá aktivita. Tato metoda je vhodná pro výrobu menšího množství palivového dříví. Při vytápění velkého rodinného domu a spotřebě v řádu desítek m³ ročně se vyplatí investovat do štípacího zařízení. Proto v posledních letech došlo k prudkému rozvoji techniky v oblasti zpracování palivového dřeva.

Téma jsem si vybral, protože mám zkušenosti právě s vytápěním rodinného domu pomocí štípaného dřeva. Roční spotřeba našeho dvoupatrového domu činí 20–30 m³.

Na trhu jsem nenarazil na žádný poloprofesionální stroj, který by byl schopen štípat kulatinu o poměrně velkém průměru, a to 500 mm rovnou ve spalitelné délce pomocí štípací mříže, při jednom zdvihu hydromotoru. Výjimkou tvoří pouze profesionální štípací poloautomaty, které jsou opatřeny také zkracovací pilou, ale bez pomoci těžké techniky není možné je snadno zásobovat.



CÍL PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je provést kritickou rešerši aktuálně na trhu dostupných štípačů dřeva a štípacích nástrojů, zhodnotit je z hlediska různých konstrukcí a výkonů. Na základě toho zvolit optimální konstrukční řešení a navrhnout horizontální štípací zařízení na dřevo se štípací silou 125 000 N a maximální délkou 400 mm a průměrem 500 mm špalku. Dále je za úkol využít nástroje štípací mříže, která umožňuje na jeden zdvih hydromotoru rozštípnout kulatinu na větší počet polen o optimální velikosti a spalitelné délce. Dále výpočty ověřit vhodnost konstrukčního řešení a vytvořit výkres celkové sestavy, podsestavy rámu a výrobní dokumentaci.

1 REŠERŠE

V této kapitole budou představeny dnes na trhu dostupná zařízení určená ke štípání dřeva, budou rozdělena z hlediska jejich oblasti použití, polohy špalku při štípání, druhu pohonu a konstrukce štípacího mechanismu.

1.1 ŠTÍPACÍ ZAŘÍZENÍ DLE POLOHY ŠPALKU

Při štípání se využívají dvě základní polohy špalků, podle kterých se štípací stroje dělí na dvě skupiny. Jsou to poloha vertikální a horizontální.

1.1.1 POLOHA VERTIKÁLNÍ

Kulatina je štípána ve svislé poloze viz. Obr. 1. Mezi výhody toho typu štípaček patří možnost štípat polena až do délek okolo 1 300 mm a průměru okolo 420 mm, také v této délce dřevo skladovat, sušit a krátit na spalitelnou délku až po vysušení. Mezi nevýhody patří nutnost každý špalek postavit léty kolmo k zemi, popřípadě vyzdvihnout na pracovní stůl a vynaložit značné množství fyzické práce. Takto konstrukce se téměř nepoužívají u štípacích poloautomatů, lze obtížně dosáhnout kontinuálního pracovního cyklu. Výhodou toho konstrukčního uspořádání je malá půdorysná silueta stroje a snadná skladovatelnost. Vertikální štípačky jsou tedy určeny hlavně pro menší množství práce a kratší pracovní intervaly.



Obr. 1: Vertikální štípač dřeva SCHEPPACH HL 1010 [1]

1.1.2 HORIZONTÁLNÍ

Pracovní prostor horizontální štípačky je vodorovný, kulatina se nejčastěji zakracuje na spalitelnou délku před samotným štípáním. V této kategorii můžeme nejčastěji nalézt velmi levné a málo výkonné stroje pro hobby použití na chatách apod. viz. Obr. 2. Nebo profesionální štípací linky, které využívají horizontální polohy zároveň s podávacím mechanismem a pilou, kde je kmen postupně krácen na špalky a rozbíjen na polena viz. Obr. 3.



Obr. 2: Hobby horizontální štípač dřeva [2]



Obr. 3: RCA 480 JOY štípací poloautomat [3]

1.1.3 NASTAVITELNÉ

V této kategorii můžeme nejčastěji nalézt poloprofesionální štípací zařízení, které umožňuje nastavit štípačku, jak do polohy vertikální, tak horizontální viz. Obr. 4. U takového konstrukčního řešení shledávám výhodu v tom, že práce s dlouhou kulatinou je méně namáhavá za použití vertikální polohy stroje a s krátkými špalky o nízké váze s horizontální polohou. Nevýhodou je vyšší cena stroje.



Obr. 4: Štípač dřeva MTD LS 550 s nastavitelnou horizontální/vertikální polohou [4]

1.2 VELIKOSTI ŠTÍPACÍ SÍLY

1.2.1 HOBBY STROJE, 20–60 kN

Malé rozměry a konstrukce většinou horizontální polohy, určeny jsou pro příležitostné štípání dřeva na chatách apod. Cena je v současné době zpravidla nižší než deset tisíc korun.

1.2.2 STROJE PRO DOMÁCÍ POUŽITÍ, 60–120 kN

Tyto štípačky disponují dostatečně velkou silou pro většiny špalků, nejčastěji jsou konstruovány jako vertikální nebo nastavitelné. Jsou vhodné především jako pomocník do rodinného domu vytápěného dřevem. Cena v současné době je do sto tisíc korun.

1.2.3 POLOPROFESIONÁLNÍ A PROFESIONÁLNÍ, 120 kN <

Mezi tyto stroje se většinou řadí velmi výkonné vertikální štípače se silou až 250 kN, nebo horizontální poloautomaty určené k průmyslové velkovýrobě štípaného dřeva. Cena se pohybuje v řádu stovek tisíc až milionů korun.

1.3 PODLE ZPŮSOBU VYVÍJENÍ TLAČNÉ SÍLY

Využívá se hřebenového mechanismu, mechanických pák a hydraulických obvodů. Bylo by možné také použití pohybového šroubu, ale v praxi se takové řešení nepoužívá.

1.3.1 MECHANICKY

Tlačná síla vzniká nejčastěji převodem rotačního pohybu setrvačníku pomocí ozubeného hřebene na lineární pohyb klínu viz. Obr. 5. Dojde k zaražení rychlosti, poté se tlačná deska začne pohybovat směrem dopředu a tlačí špalek proti štípacímu klínu. Výhodou této konstrukce je rychlost pracovního cyklu. Nevýhodou jsou velké mechanické rázy, namáhání pohonného ústrojí a nemožnost rychle ovládat nebo zastavit štípací proces po zaražení rychlosti. Využívá se pro kulatiny o malém průměru.



Obr. 5: Mechanická štípačka [5]

1.3.3 HYDRAULICKY

Součástí štípacího zařízení je hydraulický obvod, tvořen hydraulickým čerpadlem, dvoučinným lineárním hydromotorem, hydraulickým rozvaděčem, zásobníkem hydraulické kapaliny, soustavou přetlakových ventilů. Pohon štípacího klínu pomocí lineárního dvoučinného hydromotoru je velmi výhodný z hlediska bezpečnosti a pracovník má kontrolu nad celým štípacím cyklem. Nevýhodou je náročnější údržba, vyšší pořizovací cena a při špatném dimenzování hydrauliky může docházet k přehřívání hydraulického obvodu.

1.4 PODLE POHONU HYDROMOTORU

Volba pohonu štípačky má hlavní vliv na provozní náklady a mobilitu stroje.

1.4.1 BENZÍNOVÝ MOTOR

Výhodou benzínového motoru je skutečnost, že štípačka může být použita i na místě, kde není možnost připojení k elektrické síti. Nevýhodou je dražší a neekologický provoz oproti elektrickému pohonu, hlučnost a požadavky na údržbu, jako například pravidelná výměna oleje.

1.4.2 KARDAN Z TRAKTORU

Štípačka je poháněna motorem traktoru, z kterého se energie přenáší přes kardanový hřídel na hydraulické čerpadlo štípačky viz. Obr. 6. Výhodou tohoto řešení je dostatek výkonu, a možnost štípačku převážet spolu s traktorem, nevýhodou je však velmi neekologický, hlučný a drahý provoz a fakt, že traktor může být lépe využit při jiných činnostech.



Obr. 6: Štípače dřeva JOLLY KARDAN 10T Bystroň – I [6]

1.4.3 ELEKTRICKÝ MOTOR

Jako pohon slouží asynchronní elektromotory 230 V/50 Hz u hobby strojů nebo 400 V/50 Hz u poloprofesionálních a profesionálních zařízení. Výkony se pohybují od 1,5 kW až po desítky kW. Motory se liší počtem otáček za minutu, na čemž závisí volba velikosti hydraulických čerpadel. Velká výhoda pohonu pomocí elektrického motoru je fakt, že elektromotor je schopen krátkodobě pracovat až při několikanásobném přetížení, aniž by byl poškozen, což shledávám jako obrovskou výhodu, jelikož štípačka pracuje s maximálním výkonem jen v řádu jednotek sekund, dokud nedojde k rozštípnutí špalku.

1.5 PODLE KONSTRUKCE ŠTÍPACÍHO NÁSTROJE

Štípací nástroje zabezpečují dělení kulatiny, liší se tvarem a geometrií břitu, ideální úhel břitu pro štípání dřeva je v rozmezí od třiceti do pětáctyřiceti stupňů.

1.5.1 JEDNODUCHÝ ŠTÍPACÍ KLÍN

Jednoduchý štípací klín je nejpoužívanější štípací nástroj na většině štípacích zařízení viz. Obr. 7, má poměrně jednoduchou konstrukci a liší se především tvary a úhly břitu. Mezi jeho výhody patří nízké pořizovací náklady a jednoduchá výroba i montáž. Nevýhodou je, že při každém zdvihu štípacího stroje dokáže rozdělit kulatinu pouze na dvě části, zvyšuje se tak časová náročnost práce. Jeho použití je vhodné pro štípání velmi odolných a sukovitých dřevin na vertikálních štípačkách u polen s délkou až do 1300 mm.



Obr. 7 Jednoduchý štípací klín [7]

1.5.2 ŠTÍPACÍ KLÍN ČTYŘHRAN

Je konstrukcí podobný jednoduchému štípacímu klínu, pouze je hlavní klín doplněn o k němu kolmý sekundární klín, který je vůči hlavnímu štípacímu klínu odsazen v řádu jednotek centimetrů viz. Obr. 8, což má za následek postupné vnikání břitů do dřeva a plynulejší průběh štípání. Čtyřhran je nejčastěji prodávám dodatečně k vertikálním štípačům dřeva, jako vyměnitelné příslušenství. Hlavní výhodou čtyřhranu je zkrácení pracovního času. Nevýhodou mohou být spíše u slabších štípačů vyšší nároky na výkon a větší namáhání stroje.



Obr. 8 Štípací klín čtyřhran [8]

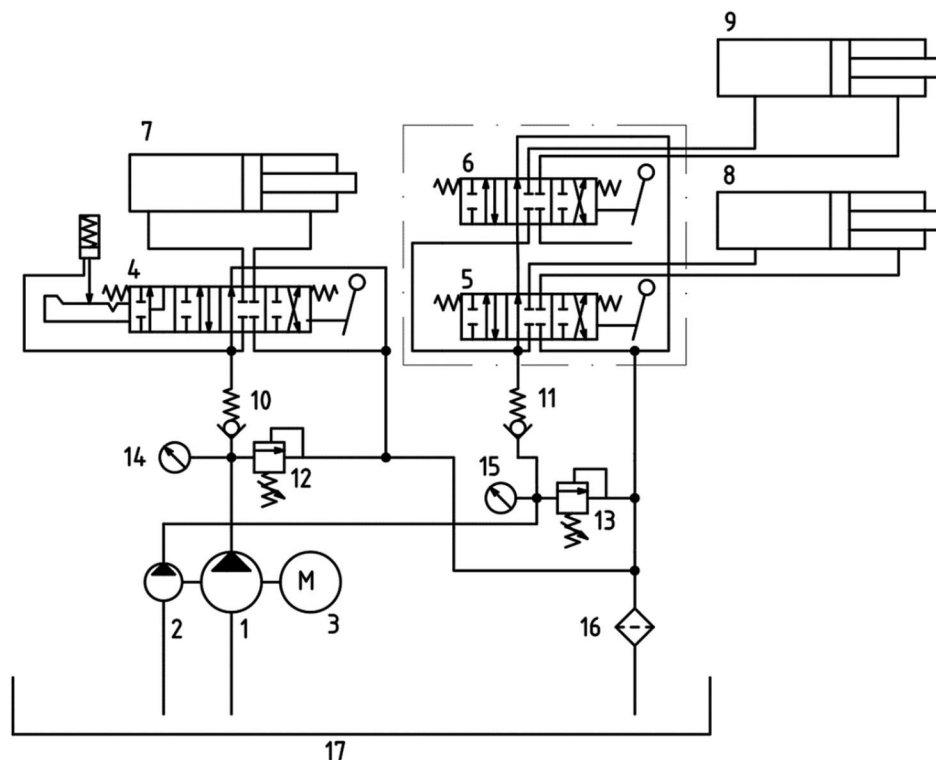
1.5.3 ŠTÍPACÍ MŘÍŽ

Štípací mříž je zařízení, které se používá na poloprofesionálních a profesionálních horizontálních strojích především za účelem urychlení práce. Je to soustava břitů svařených do tvaru, který má za úkol rozdělit špalek na jednotlivá polínka o ideální velikosti při jednom pracovním zdvihu viz. Obr. 9. Používají se dvě metody, kdy je špalek tlačěn proti štípací mříži. Nebo je štípací mříž tlačena proti špalku, tato metoda lze aplikovat jak vertikálně, tak horizontálně.



Obr. 9 Horizontální štípač dřeva se štípací mříží [9]

2.1 NÁVRH HYDRAULICKÉHO POHONU ŠTÍPAČKY



Obr. 11 Schéma hydraulického obvodu; 1–hydrogenerátor 17,9 cm³/ot; 2–hydrogenerátor 1,4 cm³/ot; 3–elektromotor; 4–hydraulický rozvaděč jednosekční; 5,6–rozvaděč dvousekční; 7–hydromotor hlavní; 8–hydromotor pro zvedání mříže; 9–hydromotor pro zvedání plošiny; 10,11–pojistný ventil; 12,13–přepouštěcí ventil; 14,15–manometr; 17–nádrž na hydraulický olej

Hydraulický obvod je tvořen dvěma okruhy viz. Obr. 11.

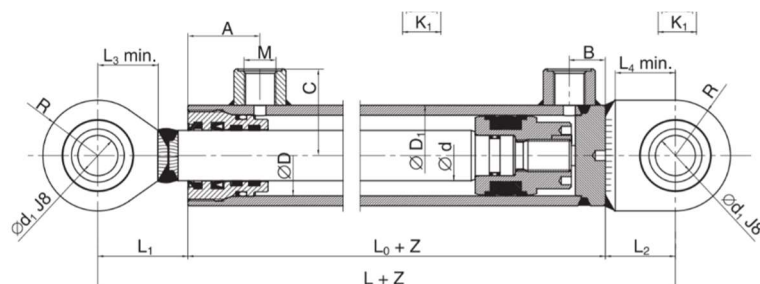
První hydraulický okruh je určen k pohonu hlavního hydraulického válce a tvoří ho zubový hydrogenerátor o průtoku 17,9 cm³/ot, jednosekční, čtyřpolohový hydraulický rozvaděč, pojistný a přepouštěcí ventil a manometr.

Druhý hydraulický okruh je složen ze zubového hydrogenerátoru o průtoku 1,4 cm³/ot, dvousekčního třípolohového rozvaděče, hydromotoru pro pohon zvedacího mechanismu štípací mříže, hydromotoru pro pohon zvedací plošiny, pojistného a přepouštěcího ventilu a manometru.

Oba okruhy jsou svedeny do filtru hydraulického oleje a následně se olej vrací zpět do hydraulické nádrže.

2.1.1 VOLBA HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Volím dvoučinný hydraulický válec o vnitřním průměru $D = 100$ mm a zdvihu 400 mm. Od firmy Hydraulics viz. Obr. 12 s parametry viz. Tabulka 1. S upravenou délkou pístnice L1 na 355 mm, z důvodu konstrukce tlačného koníku. Firma Hydraulics tyto úpravy provádí na zakázku.



Obr. 12 Hlavní hydraulický válec [14]

Tabulka 1 Parametry hlavního hydraulického válce [14]

Vnitřní průměr D_{hlv} [mm]	Průměr pístnice d_{hlv} [mm]	Vzdálenost oka a válce L_1 [mm]	Prodloužená délka pístnice L_p [mm]	Zdvih válce Z_{hlv} [mm]	Maximální tlak [MPa]
100	55	95	355	400	25

FUNKČNÍ PARAMETRY

Funkční parametry byly spočítány v příloze bakalářské práce viz. Příloha 1

Tabulka 2 Funkční parametry hlavního hydraulického válce, pracovní zdvih (vysouvání)

Plocha pístu při pracovním zdvihu S_{1hlv} [m ²]	Objem válce při pracovním zdvihu V_{1hlv} [m ³]	Čas pro úplné vysunutí t_{1hlv} [s]	Rychlost válce při pracovním zdvihu v_{1hlv} [cm · s ⁻¹]
$7,865 \cdot 10^{-3}$	$3,142 \cdot 10^{-3}$	7,26	5,10

Tabulka 3 Funkční parametry hlavního hydraulického válce, zpětný zdvih (zasouvání)

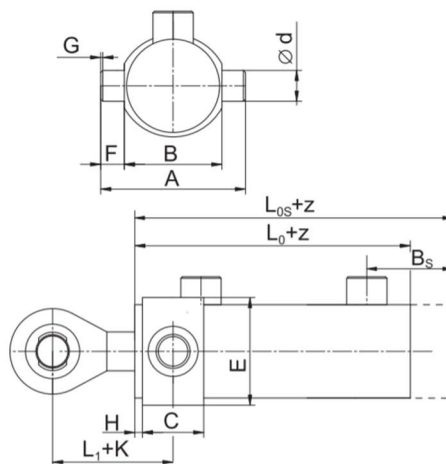
Plocha pístu při zpětném zdvihu S_{2hlv} [m ²]	Objem válce při zpětném zdvihu V_{2hlv} [m ³]	Čas pro úplné zasunutí t_{2hlv} [s]	Rychlost válce při zpětném zdvihu v_{2hlv} [cm · s ⁻¹]
$5,478 \cdot 10^{-3}$	$2,191 \cdot 10^{-3}$	5,06	7,9

Tabulka 4 Funkční parametry hlavního hydraulického válce, diferenciální zapojení (rychlovysouvání)

Plocha pístu při rychlovýsuvu S_{Thlv} [m ²]	Objem válce při rychlovýsuvu V_{Thlv} [m ³]	Čas pro úplné vysunutí t_{Thlv} [s]	Rychlost válce při rychlovýsuvu v_{Thlv} [cm · s ⁻¹]
$2,376 \cdot 10^{-3}$	$9,504 \cdot 10^{-4}$	2,19	18,20

UCHYCENÍ HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Uchycení válce k rámu štípačky je provedeno pomocí tzv. oušek a čepy o průměru 45 mm s tolerancí f8, označení výrobcem ZH2-C viz. Obr. 13. Bylo tak možné zkrátit rám štípačky, ušetřit materiál a snížit váhu stroje.



Obr. 13 Uchycení hlavního hydraulického válce [14]

2.1.2 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TLAKU V HYDRAULICKÉM OBVODU.

Aby mohly být vybrány další komponenty hydraulického obvodu, je třeba znát základní parametr a tím je tlak, podle kterého budeme dimenzovat celý hydraulický obvod. Tlak bude spočítán ze dvou základních parametrů a tím je zvolený vnitřní průměr hydraulického válce D_{hlv} a velikost potřebné tlačné síly F_{zad} .

$$p = \frac{F_{zad}}{S_{hlv}} [Pa] \quad (1)$$

$$S_{hlv} = \frac{\pi \cdot D_{hlv}^2}{4} [m^2] \quad (2)$$

$$S_{hlv} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$p = \frac{125000}{7,854 \cdot 10^{-3}} = 15915457,09 Pa = 15,92 MPa$$

KDE:

$F_{zad} = 125\,000$ N, zadaná síla hydraulického válce;

p – tlak hydraulického obvodu nezbytný pro dosažení zadané síly štípačky [Pa];

S_{hlv} – plocha pístu hlavního hydraulického válce [m^2];

D_{hlv} – vnitřní průměr hlavního hydraulického válce [m].

Volím pracovní tlak hydraulického obvodu $p_{obvod} = 16$ MPa.

2.1.3 PŘEPOČET SKUTEČNÉ SÍLY HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE

$$F_{hlv} = p_{obvod} \cdot S_{hlv} [N] \quad (3)$$

$$F_{hlv} = 16 \cdot 10^6 \cdot 7,854 \cdot 10^{-3} = 125\,664 N$$

KDE:

$p_{obvod} = 16 \cdot 10^6$ Pa, zvolený tlak v hydraulickém obvodu;

F_{hlv} – síla hlavního hydraulického válce [N];

S_{hlv} – plocha hlavního hydraulického válce [m^2].

2.1.4 VOLBA HYDRAULICKÝCH ČERPADEL

Hydraulické čerpadla byly zvoleny od firmy Hydroma s.r.o. a tedy byla zvolena dvojice tandemových hydrogenerátorů s vnějším ozubením. Čerpadla budou zapojena na společné hřídeli a připojena pomocí příruby a spojky k elektromotoru.

HYDROGENERÁTOR PRO POHON PRVNÍHO OKRUHU (HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE)

Volím hydrogenerátor viz. Obr. 14 s vnějším ozubením a parametry viz. Tabulka 5.

Tabulka 5 Parametry hydrogenerátoru pro pohon prvního okruhu, hlavního hydraulického válce

Označení	Průtok V_{g1} [cm ³ /ot]	Maximální tlak [MPa]	Maximální otáčky [n/min]
ALPA2-D-25	17,9	210	3600



Obr. 14 Hydrogenerátor pro pohon prvního okruhu, hlavního hydraulického válce [12]

HYDROGENERÁTOR PRO POHON DRUHÉHO OKRUHU (PLOŠINA, MŘÍŽ)

Volím tandemový hydrogenerátor viz. Obr. 15. s parametry viz. Tabulka 6.

Tabulka 6 Parametry hydrogenerátoru pro pohon druhého okruhu, zvedací plošiny a mříže

Označení	Průtok V_{g2} [cm ³ /ot]	Maximální tlak [MPa]	Maximální otáčky [n/min]
ALPA2-D-25	1,4	250	6000



Obr. 15 Hydrogenerátor pro pohon druhého okruhu, zvedací plošiny a mříže [13]

UCHYCENÍ DVOJICE TANDEMOVÝCH ČERPADEL

Je provedeno pomocí příruby HL 12 dodávané výrobcem viz. Obr. 16, pomocí čtveřice šroubů M14 je přichycena ke kotvící mezi-přírubě a k přírubě B5 elektromotoru. Mezi-příruba je vlastní výroby a slouží jako nosná deska, která je uchycena k rámu štípačky.



Obr. 16 Příruba HL 12 [15]

SPOJKA

Spojka viz. Obr. 17. má za úkol zajistit přenos kroutícího momentu z elektromotoru k hydrogenerátorům, tlumit vibrace a srovnat malé nesouososti vzniklé mezi hřídelí elektromotoru a hydrogenerátoru při montáži. Spojka je dodávána prodejcem.



Obr. 17 Spojka [16]

2.1.5 VOLBA HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ PRO ZVEDÁNÍ ŠTÍPACÍ MŘÍŽE A PLOŠINY

Hydraulické válce byly zvoleny dvoučinné s kloubovou hlavou řady ZH2T od firmy Hydraulics. [25] Válce jsou ve svých funkčních parametrech shodné. Liší se pouze v délce zdvihu. Hydraulický válec pro zvedání štípací mříže má zdvih 100 mm a válec pro zvedání plošiny 150 mm.

Tabulka 7 Parametry hydraulického válce pro zvedání štípací mříže

Vnitřní průměr D_{sv} [mm]	Průměr pístnice d_{sv} [mm]	Vzdálenost ok [mm]	Zdvih Z_{sv} [mm]	Maximální tlak [MPa]
32	20	305	100	25

Tabulka 8 Parametry hydraulického válce pro zvedání plošiny

Vnitřní průměr D_{zv} [mm]	Průměr pístnice d_{zv} [mm]	Vzdálenost ok [mm]	Zdvih Z_{zv} [mm]	Maximální tlak [MPa]
32	20	355	150	25

FUNKČNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ DRUHÉHO OKRUHU

Rychlost výsuvu hydraulických válců je stěžejním parametrem štípačky. Rychlejší pracovní zdvihy znamenají rychlejší průběh práce a větší množství zpracovaného dřeva.

Funkční parametry hydraulických válců pro zvedání plošiny a štípací mříže byly spočítány podle stejných rovnic jako parametry vypočítané pro hlavní hydraulický válec viz. Příloha 1. Samotný výpočet není v bakalářské práci uveden, protože je téměř shodný a dosazovány byly pouze jiné hodnoty proměnných.

FUNKČNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE PRO ZVEDÁNÍ MŘÍŽE

Bylo počítáno s parametry viz. Tabulka 7. A průtokem druhého hydrogenerátoru $V_{g2} = 1,4 \text{ cm}^3/\text{ot.}$

Tabulka 9 Funkční parametry hydraulického válce pro zvedání štípací mříže (vysouvání)

Plocha pístu při pracovním zdvihu S_{1sv} [m ²]	Objem válce při pracovním zdvihu V_{1sv} [m ³]	Čas pro úplné vysunutí t_{1sv} [s]	Rychlost válce při pracovním zdvihu v_{1sv} [cm · s ⁻¹]
$8,043 \cdot 10^{-4}$	$8,043 \cdot 10^{-5}$	2,38	4,20

Tabulka 10 Funkční parametry hydraulického válce pro zvedání štípací mříže (zasouvání)

Plocha pístu při zpětném zdvihu $S_{2\dot{s}v}$ [m ²]	Objem válce při zpětném zdvihu $V_{2\dot{s}v}$ [m ³]	Čas pro úplné zasunutí $t_{2\dot{s}v}$ [s]	Rychlost válce při zpětném zdvihu $v_{2\dot{s}v}$ [cm · s ⁻¹]
$4,901 \cdot 10^{-4}$	$4,901 \cdot 10^{-5}$	1,45	6,90

FUNKČNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE PRO ZVEDÁNÍ PLOŠINY

Bylo počítáno s parametry viz. Tabulka 8. A průtokem druhého hydrogenerátoru $V_{g1} = 1,4 \text{ cm}^3/\text{ot}$.

Tabulka 11 Funkční parametry hydraulického válce pro zvedání plošiny (vysouvání)

Plocha pístu při pracovním zdvihu S_{1zv} [m ²]	Objem válce při pracovním zdvihu V_{1zv} [m ³]	Čas pro úplné vysunutí t_{1zv} [s]	Rychlost válce při pracovním zdvihu v_{1zv} [cm · s ⁻¹]
$8,043 \cdot 10^{-4}$	$1,207 \cdot 10^{-4}$	3,57	4,20

Tabulka 12 Funkční parametry hydraulického válce pro zvedání plošiny (zasouvání)

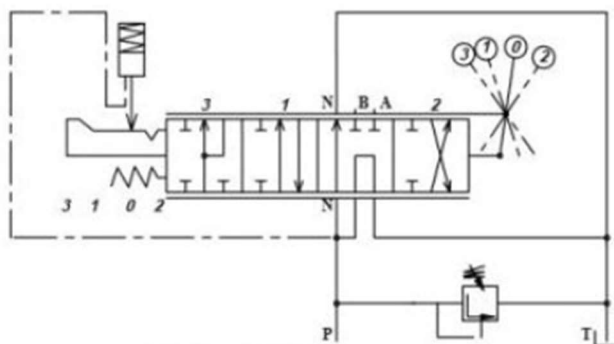
Plocha pístu při zpětném zdvihu S_{2zv} [m ²]	Objem válce při zpětném zdvihu V_{2zv} [m ³]	Čas pro úplné zasunutí t_{2zv} [s]	Rychlost válce při zpětném zdvihu v_{2zv} [cm · s ⁻¹]
$4,901 \cdot 10^{-4}$	$7,352 \cdot 10^{-5}$	2,17	6,90

2.1.6 VOLBA HYDRAULICKÝCH ROZVADĚČŮ

Hydraulické rozvaděče slouží k ovládání hydraulického obvodu, měníme tak smysl proudění hydraulické kapaliny v obvodu a ovládáme směr výsuvu pístu.

HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ PRO OVLÁDÁNÍ PRVNÍHO OKRUHU (HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE)

Volím dvoučinný, jednosekční mechanicky ovládaný rozvaděč P81-RS-G12 viz. Obr. 19. Tento rozvaděč disponuje funkcí diferenciálního zapojení hydraulického válce ve třetí poloze rozvaděče. Zrychluje výsuv hydromotoru a zkracuje pracovní čas, avšak snižuje sílu. Dále je rozvaděč vybaven pojistným přepouštěcím ventilem, který při zpětném chodu aretuje ovládací páku v této poloze a po dosažení koncové polohy vzroste v hydraulickém obvodu tlak, otevře se pojistný ventil a uvolní ovládací páku, ta se následně vrátí do neutrální polohy viz. Obr. 18. Maximální průtok rozvaděčem je 80 litrů/minutu.



Obr. 18 Hydraulické schéma hlavního hydraulického rozvaděče [17]



Obr. 19 Jednosekční rozvaděč (hlavní hydraulický válec) [18]

HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ PRO OVLÁDÁNÍ DRUHÉHO OKRUHU (ŠTÍPACÍ MŘÍŽE A PLOŠINY)

Volím dvoučinný, dvousekční mechanicky ovládaný hydraulický rozvaděč viz. Obr. 20 . Sekce hydraulického rozvaděče jsou zapojeny paralelně viz. Obr. 11. Je tedy umožněn chod obou hydraulických válců nezávisle na sobě. Lze současně zvedací plošinu a nastavovat výšku štípací mříže.



Obr. 20 Hydraulický rozvaděč dvousekční (mříž, plošina) [19]

UMÍSTĚNÍ HYDRAULICKÝCH ROZVADĚČŮ

Hydraulické rozvaděče jsou umístěny v pracovním prostoru u zvedací plošiny. Z důvodu pohodlné obsluhy. Rozvaděče jsou uchyceny na šroubovatelném stojanu.

2.1.7 VOLBA ELEKTROMOTORU

Volím asynchronní čtyřpólový elektromotor od firmy Siemens 1LE 1002 1CB23 viz. Obr. 21. Asynchronní motory jsou levné a flexibilní, lze je dobře přetěžovat. Parametry motoru viz. Tabulka 13.

Tabulka 13 Parametry elektromotoru [20]

Jmenovitý výkon P [W]	Jmenovitý moment M _n [Nm]	Poměr momentu zvratu a jmenovitého momentu. M _k /M _n [-]	Příruba
7 500	49	3,1	B5



Obr. 21 Elektromotor Siemens ILE 1002 ICB23 [21]

UMÍSTĚNÍ A UCHYCENÍ ELEKTROMOTORU

Elektromotor je umístěn na rámu štípacího stroje na opačné straně, než je umístěna zvedací plošina z důvodu vyrovnaní váhy a zvýšení stability při nakládání špalků na štípačku.

Přichycen je k rámu mezi-přírubou, která se nachází mezi přírubou elektromotoru a přírubou hydrogenerátorů spojených čtveřicí šroubů M14. Celek je nesen dvojicí nosných ramen a k rámu štípačky jsou přišroubována pomocí šestice šroubů M12.

2.1.8 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU ELEKTROMOTORU

Bylo počítáno s celkovou účinností hydraulického obvodu μ , která byla doporučena výrobcem, dále je počítáno s průtokem hydrogenerátorů V_{g1} a V_{g2} a otáčkami elektromotoru n .

$$Q_1 = V_{g1} \cdot n \left[\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \right] \quad (4)$$

$$Q_1 = 17,9 \cdot 1450 = 25955 \text{ cm}^3 / \text{min} = 25,955 \text{ l/min} = 25,955 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$Q_2 = V_{g2} \cdot n \left[\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \right] \quad (5)$$

$$Q_2 = 1,4 \cdot 1450 = 2030 \text{ cm}^3 / \text{min} = 2,030 \text{ l/min} = 2,030 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$P_1 = \frac{p_{\text{obvod}} \cdot \left(\frac{Q_1}{60} + \frac{Q_2}{60} \right)}{\mu} \left[W \right] \quad (6)$$

$$P_1 = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{25,955 \cdot 10^{-3}}{60} + \frac{2,030 \cdot 10^{-3}}{60} \right)}{0,6} = 12\,437,78 \text{ [W]}$$

KDE:

$p_{obvod} = 16 \text{ MPa}$, tlak v hydraulickém obvodu;

$\mu = 0,6$ [-], celková účinnost hydraulického obvodu;

Q_1 – průtok prvním hydromotorem [m^3/min];

Q_2 – průtok druhým hydromotorem [m^3/min];

$n = 1450 \text{ ot/min}$, jmenovité otáčky elektromotoru;

P_1 – požadovaný výkon elektromotoru [W].

2.1.9 KONTROLA PŘETÍŽITELNOSTI ASYNCHRONNÍHO MOTORU PODLE POMĚRU M_k/M_n

Výběr optimálního výkonu elektromotoru zkontrolujeme srovnáním hodnoty požadovaného kroutícího momentu při uvažování maximálního zatížení, které vznikne při použití hlavního hydraulického válce společně s hydraulickým válcem zvedací plošiny nebo mříže. V obou hydraulických okruzích je ve stejný okamžik maximální možný průtok hydraulického oleje a maximální tlak 16 MPa.

$$M_{potř} = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (7)$$

$$M_{potř} = \frac{12435,6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1450} = 81,90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{M_k}{M_n} \geq \frac{M_{potř}}{M_n} \text{ [-]} \quad (8)$$

$$3,1 \geq \frac{81,90}{49,39} \text{ [-]}$$

$$3,1 \geq 1,65$$

KDE:

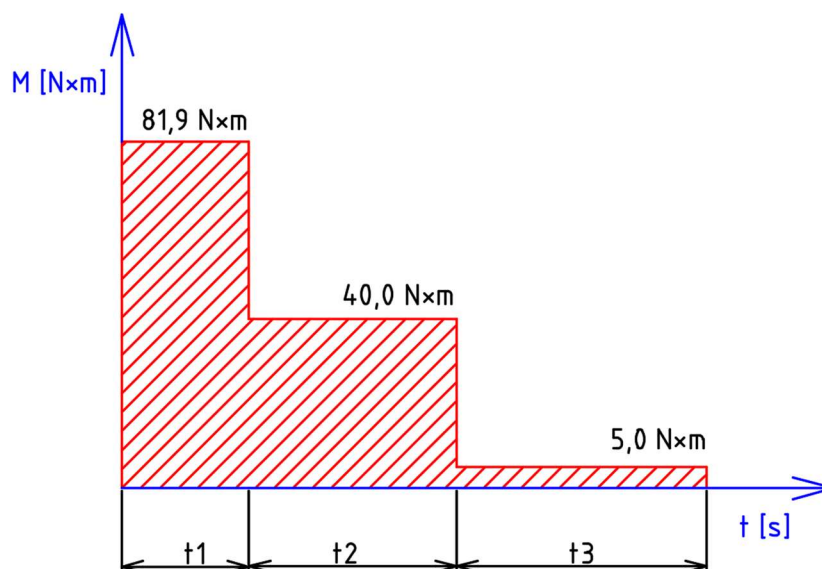
$M_k/M_n = 3,1$ [-], poměr kroutícího a jmenovitého momentu elektromotoru [Nm];

$M_n = 49,39 \text{ Nm}$, jmenovitý kroutící moment elektromotoru;

$M_{potř}$ – potřebný kroutící moment elektromotoru při maximálním zatížení [Nm].

Z výpočtu vyplývá, že nedojde k překročení maximálního momentu zvratu M_k , při kterém by došlo k zastavení elektromotoru. Motor bude částečně přetěžován, při přetížení dojde ke snížení otáček a rychlejšímu zahřívání. Elektromotor je vybaven tepelnou pojistkou a tedy nedojde k jeho poškození. Volba elektromotoru o výkonu 7.5 kW je vhodná.

2.1.10 KONTROLA ELEKTROMOTORU PODLE STŘEDNÍHO MOMENTU



Obr. 22 Závislost krouticího momentu na čase

Střední moment nám umožní posoudit dostatečnost výkonu elektromotoru z širšího pohledu opakujících se pracovních cyklů. Odhadneme tak, zda bude elektromotor schopen vydržet takový pracovní cyklus, kdy bude pravidelně přetěžován při pracovním zdvihu a odlehčen při zpětném zdvihu hydromotoru. Budeme uvažovat maximální tlak v hydraulickém obvodu po dobu tří sekund, dále uvažujeme poloviční potřebný moment pro protlačení špaluku mříží po zbytek pracovního zdvihu. Minimální potřebný moment pro zpětný zdvih byl odhadnut na hodnotu 5 Nm. Pracovní cyklus je znázorněn graficky viz. Obr. 22.

Hodnota středního momentu musí být stejná nebo nižší, než je moment jmenovitý.

$$M_{\text{střední}} \geq \sqrt{\frac{M_{\text{potř}}^2 \cdot t_1 + M_{\text{protl.}}^2 \cdot t_2 + M_{\text{zpět}}^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}} \text{ [N}\cdot\text{m}] \quad (9)$$

$$M_{\text{střední}} \geq \sqrt{\frac{81,9^2 \cdot 3 + 40^2 \cdot 4,9 + 5^2 \cdot 5,9}{3 + 4,9 + 5,9}} = 45,13 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{střední}} \leq M_n \text{ [-]} \quad (10)$$

$$45,13 \leq 49,39$$

KDE:

$M_{potř} = 81,9 \text{ Nm}$, potřebný krouticí moment při maximálním zatížení;

$M_{protl.} = 40 \text{ Nm}$, potřebný krouticí moment pro protlačení špaluku;

$M_{zpět} = 5 \text{ Nm}$, potřebný krouticí moment pro zpětný zdvih hydromotoru;

$t_1 = 3 \text{ s}$, čas působení maximálního tlaku v obvodu;

$t_2 = 4,9 \text{ s}$, čas působení polovičního tlaku v obvodu;

$t_3 = 5,9 \text{ s}$, čas zpětného zdvihu;

$M_{střední}$ – střední moment [Nm].

2.1.11 VÝPOČET SVĚTLOSTI HADIC

Světlost hydraulických hadic, neboli vnitřní průměr musí být větší, než je spočítaná minimální hodnota, aby nedocházelo k nadměrným ztrátám při proudění hydraulického oleje obvodem, škrcení proudu a zbytečnému maření energie a urychlenému zahřívání hydraulického oleje.

Jako ideální rychlosti v hydraulických hadicích volím pro obvod o tlaku 16 MPa. Rychlost na sání $v_{sání} = 2 \text{ m/s}$ a v tlakové části obvodu $v_{obvod} = 6 \text{ m/s}$, stejné ideální rychlosti bude uvažována i při výpočtu druhého hydraulického okruhu. Průměry hadic výtoku zpět do hydraulické nádrže byly zvoleny stejné jako na sání. [34]

Výpočty byly provedeny v příloze bakalářské práce viz. Příloha 2

Tabulka 14 Minimální vnitřní průměry hadic prvního hydraulického okruhu.

Sání $d_{1sání} [\text{mm}]$	Talková část $d_{1tlakcast} [\text{mm}]$	Výtok $d_{1výtok} [\text{mm}]$
16,5	9,58	16,5

Tabulka 15 Minimální vnitřní průměry hadic druhého hydraulického okruhu.

Sání $d_{2sání} [\text{mm}]$	Talková část $d_{2tlakcast} [\text{mm}]$	Výtok $d_{2výtok} [\text{mm}]$
4,64	2,68	4,64

2.1.12 VOLBA HYDRAULICKÉ NÁDRŽE

Nádrž na hydraulický olej slouží jako zásobník hydraulické kapaliny, který má za úkol dodat potřebné množství oleje do obvodu při maximálním vysunutí více válců současně a zároveň musí být schopná toto množství oleje pojmout, pokud jsou všechny hydraulické válce zasunuty. Olejová nádrž bývá vybavena vnitřními přepážkami, které usměrňují tok oleje tak, aby nečistoty měly čas sedimentovat, tedy klesat ke dnu. Mezi těmito přepážkami bývá často umístěno síto, na kterém se srážejí bublinky vzniklé při průtoku oleje obvodem. Olejová nádrž také pasivně slouží k chlazení hydraulické kapaliny a může být vybavena chladicími žebry.

Hydraulická nádrž byla zvolena jako komplet s olejovým filtrem odvzdušňovacím víčkem měrkou a teploměrem o objemu 25 litrů viz: Obr. 23. [23]



Obr. 23 Nádrž na hydraulický olej [22]

2.1.13 VOLBA HYDRAULICKÉHO OLEJE

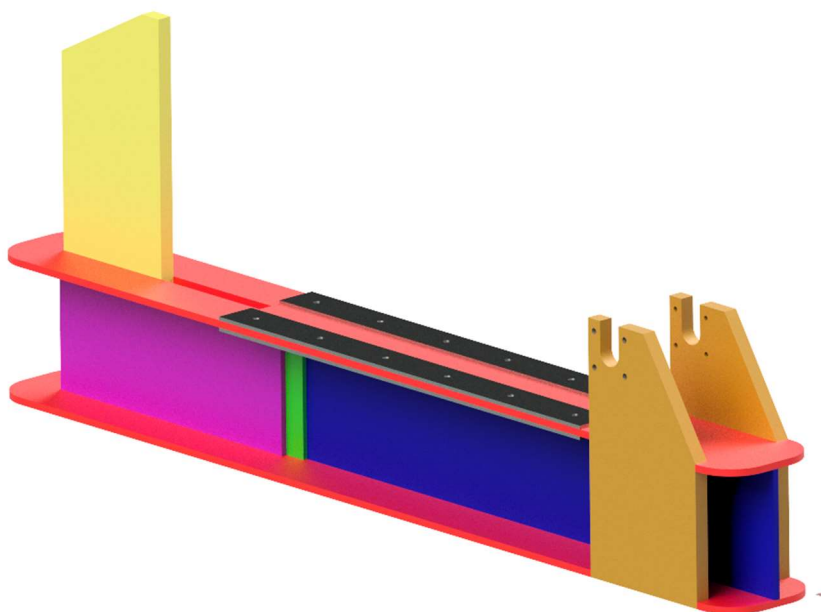
Hydraulický olej byl zvolen OH-HM 46 [24]. Jedná se o hydraulický olej vyrobený z hluboce rafinovaného ropného oleje a je určen k provozu hydraulickým zařízením za běžných podmínek. Olej obsahuje zlepšující přísady, díky kterým má výborné antioxidační, antikorozi a protiotěrové vlastnosti, které prodlužují životnost hydraulických komponent.

2.2 NÁVRH RÁMU

Rám plní nosnou funkci stroje, odolává silám vzniklým pracovním procesem.

Byl navržen jako svařenec z materiálu S335JR, do tvaru nosníku I. Svařování tvaru z dvojice pásnic a stojny bylo zvoleno z důvodu konstrukce lineárního vedení tlačného koníku, zároveň bylo výhodné použít průběžné pásnice, které nebudou po celé délce rámu svařovány z více částí. Při použití hutního polotovaru by byl problém s napojením v oblasti otvoru pro vedení štípací mříže. Pásnice jsou tvarovány tak, aby namáhání od pracovních sil stroje bylo přenášeno svary co nejméně. Opěrná deska mříže byla vsunuta do otvoru v pásnicích a byla k nim přivařena. Opěrné desky hydraulického válce jsou průběžné a byly umístěny po stranách pásnic do postranních žlabů a byly k pásnicím přivařeny.

V horní pásnici byly vyvrtány díry, které budou sloužit k připevnění kluzných desek a budou tvořit lineární vedení pro pohyb tlačného koníku viz. Obr. 24.



Obr. 24 Návrh rámu; žlutě-opěrná deska štípací mříže; červeně-pásnice; modře-stojna; fialově-boční desky; zeleně-plíšek; oranžově-opěrné desky rámu;

2.3 NÁVRH ŠTÍPACÍ MŘÍŽE

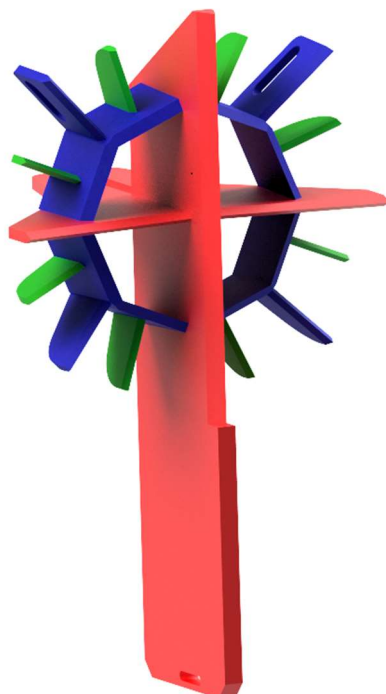
Štípací mříž je pracovní nástroj štípačky, který slouží k dělení kulatiny. Mříž je vyrobena z otěruvzdorného materiálu Hardox 500. Horizontální břit je prodloužen dozadu a byly vytvořeny tzv. packy, které pomáhají roznášet kroutící sílu i do opěrné desky štípací mříže, tak aby bylo využito co možná největšího průřezu.

Byl zvolen úhel břitu 45 stupňů. Štípací mříž byla zkonstruována tak, aby ke štípání špalku docházelo postupně ve třech fázích. Jednotlivé úrovně břitů jsou za sebou posunuty o jednotky centimetrů, aby štípání špalku probíhalo postupně. Takové řešení by mělo mít za následek zvýšení tlaku na břitech v jednotlivých fázích a tak zefektivnilo proces štípání.

Primární fáze viz. Obr. 25 (označeno červeně). Špalek je rozdělen na dvě poloviny symetricky podle vertikální roviny hlavním vertikálním břitem, zároveň je špalek dělen na čtvrtiny hlavním horizontálním břitem. Horizontální břit je skloněn pod úhlem 6° proti tlačnému koníku a oba jeho konce jsou zarovnány s hlavním vertikálním břitem. Mělo by tak být docíleno postupného zařezávání břitů do dřeva.

Sekundární fáze viz. Obr. 25 (označeno modře). Špalek je dále dělen podle osmiúhelníkového tvaru štípací mříže. Břity v této části nejsou broušeny do klínu, ale hrana břitu se nachází na vnitřní straně, směrem do středu osmiúhelníku. Vyvarujeme se tak stlačování dřeva mezi osmiúhelníkovou částí a hlavním vertikálním a horizontálním břitem. Pro zamezení vzniku nadbytečného tření se osmiúhelníková část rozvírá pod úhlem 3°. Rozštípnuté dřevo má tak při výstupu z mříže větší prostor než na vstupu. Zároveň jsou děleny čtvrtiny špalku na osminy, břity po obvodu osmiúhelníku, břity zajišťující tuto funkci jsou také skloněny pod úhlem 6° vůči tlačnému koníku.

Terciální fáze viz. Obr. 25 (označeno zeleně). V poslední fázi jsou zbylé části kulatiny rozštípány po obvodu štípací mříže. Břity jsou také skloněny pod úhlem 6° vůči tlačnému koníku.



Obr. 25 3–D model štípací mříže; červeně-břity primární fáze; modře-břity sekundární fáze; zeleně-břity terciální fáze;

2.4 NÁVRH TLAČNÉHO KONÍKU

Koník slouží k přenosu síly hlavního hydraulického válce na štípanou kulatiny, kterou tlačí proti štípací mříži.

Byl navržen jako svařenec, který se posouvá v lineárním vedení. Je složen ze dvou hlavních částí, které se z důvodu montáže na rám spojují třemi šrouby M16 x 30 a geometrická přesnost pro smontování je zajištěna dvojicí kolíků.

Hydraulický válec je ke koníku připevněn pomocí čepu co nejblíže rámu štípačky, z důvodu zamezení opačného vymezování vůlí ve vedení, protože není možné říci v kterém místě opěrné desky koníku dojde ke kontaktu se štípanou kulatinou díky nepravidelným tvarům špalků.

Koník je osazen čtyřmi kluznými deskami o šířce 70 mm a tloušťce 6 mm z důvodu minimalizace tření a následnému opotřebení kluzných ploch mezi rámem a koníkem, každá kluzná deska je uchycena ke koníku čtyřmi šrouby M5 x 16 mm se zápusťnou hlavou. Kluzné desky byly zvoleny z materiálu PTFE od firmy TEN ART spol. s.r.o. [30]

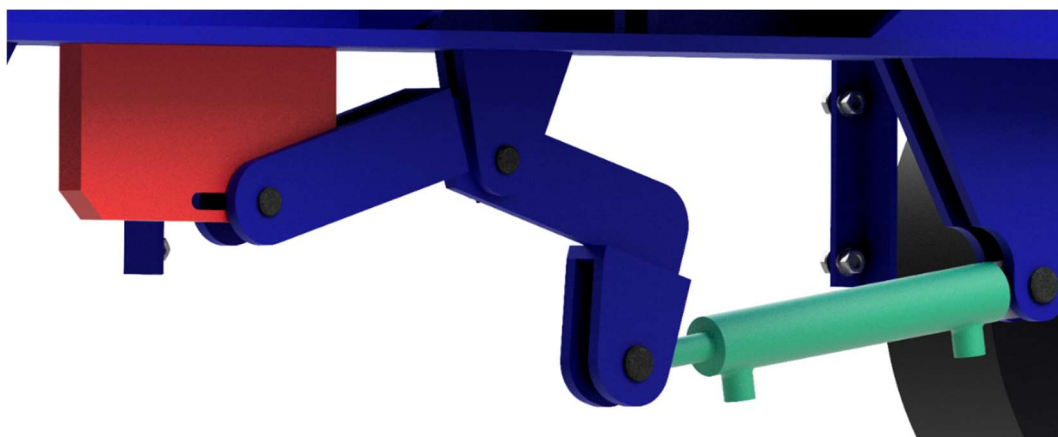


Obr. 26 3D model tlačného koníku

2.5 NÁVRH ZVEDACÍHO MECHANIZMU ŠTÍPACÍ MŘÍŽE

Zvedací mechanismus mříže je složen z hydraulického válce a zvedací páky viz. Obr. 27, přes kterou je síla od hydraulického válce přenesena do vertikální osy štípací mříže.

Hydraulický válec je čepem a závlačkou uchycen k rámu štípačky. Zvedací páka, je připevněna na jednom konci k hydraulickému válci, uprostřed je pomocí čepu a závlačky uchycena k rámu štípačky a na druhém ke štípací mříži. Spojení štípací mříže a zvedací páky bylo provedeno taktéž čepem a závlačkou. Čep se může v horizontálním směru pohybovat v oválném vedení v mříži a zabraňuje samovolnému vytažení mříže z vedení při zpříčení kulatiny.



Obr. 27 Mechanismus zvedání mříže; červeně-štípací mříž; modře-páka zvedacího mechanismu; zeleně-hydraulický válec;

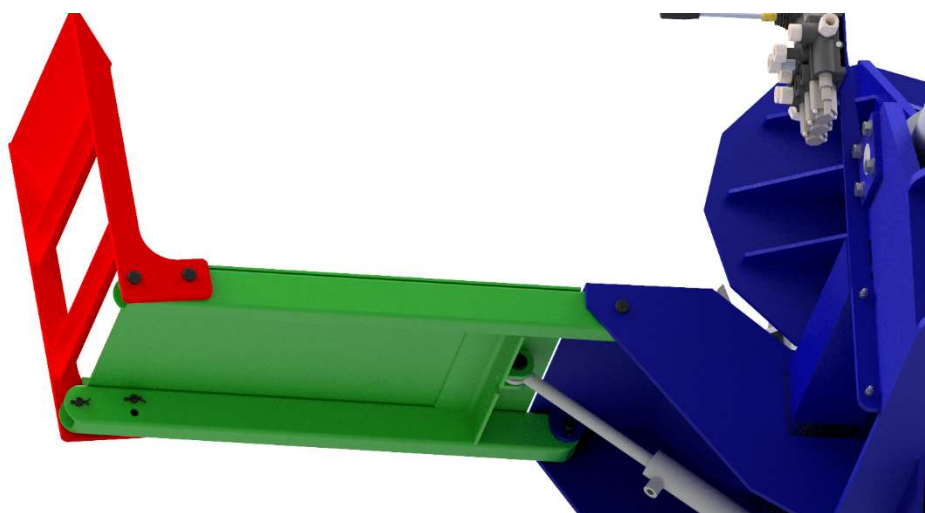
2.6 NÁVRH ZVEDACÍ PLOŠINY

Zvedací plošina slouží k přemístění špalku z roviny země na štípačku. Její použití je nezbytné, jelikož největší špalky mohou vážit i 50–65 kg. Je složena ze dvou částí.

Horní část je svařena z dvojice obdélníkových jechlů 60 x 40 x 3 mm, na kterých je přivařen plech o tloušťce 4 mm, který může sloužit i jako odkládací plocha při štípání menších průměrů špalků. K horní části je uchycen čepem a závlačkou hydromotor pro zvedání plošiny.

Spodní část je svařena z dvojice pásovin a dvou L-jechlů, tak aby se při naložení špalek mezi L-jekly zaklínil a nedocházelo ke skluzu špalků v průběhu zdvihu plošiny.

Zvedací plošina je spojena čepy se závlačkami, aby při případném přemísťování stroje bylo možné plošinu demontovat.



Obr. 28 3D model zvedací plošiny; červeně-spodní část; zeleně-horní část;

2.7 NÁVRH VEDENÍ ŠPALKU

Vedení špalku slouží k přesnému vedení kulatiny vůči štípací mříži. Skládá se ze dvou částí (levá a pravá), které jsou svařovány z nosných desek a přivařeny k rámu štípačky. Levá, která nese zároveň zvedací plošinu je svařena s nosných desek o tloušťce 10 mm a z plechů 4 mm. Pravá část je svařena z plechů o stejné tloušťce, ale byly zde použity nosné desky o tloušťce 8 mm za účelem ušetření váhy. Na plech jsou kladeny vyšší požadavky na otěruvzdornost z důvodu tření dřeva a plechu při pracovním zdvihu štípačky.

2.8 NÁVRH STOJANU, POJEZDOVÝCH KOL A MOBILITA

Stabilitu štípačky zajišťuje odjímatelný stojan o šířce 1000 mm svařený z jeklu 80 x 40 x 3 mm. Stojan je připojen k rámu štípačky pomocí čtveřice šroubů M12 a vlastní příruby. Příruba je navržena také z důvodu výměny stojanu, za přípojný oje za automobil, protože jinak je stroj velmi těžce přepravitelný. Oje zatím nebylo navrženo.

Mobilitu stroje zajišťuje náprava svařena z jeklu 80 x 40 x 3 mm a výztužných desek o tloušťce 6 mm. Náprava je osazena průmyslovými koly pro vysoké zatížení s pneumatikou, duší a plechovými disky od dodavatele Blickle s katalogovým označením PS-430/25-90k o průměru 420 mm. [29] Náprava je k rámu štípačky přivařena.

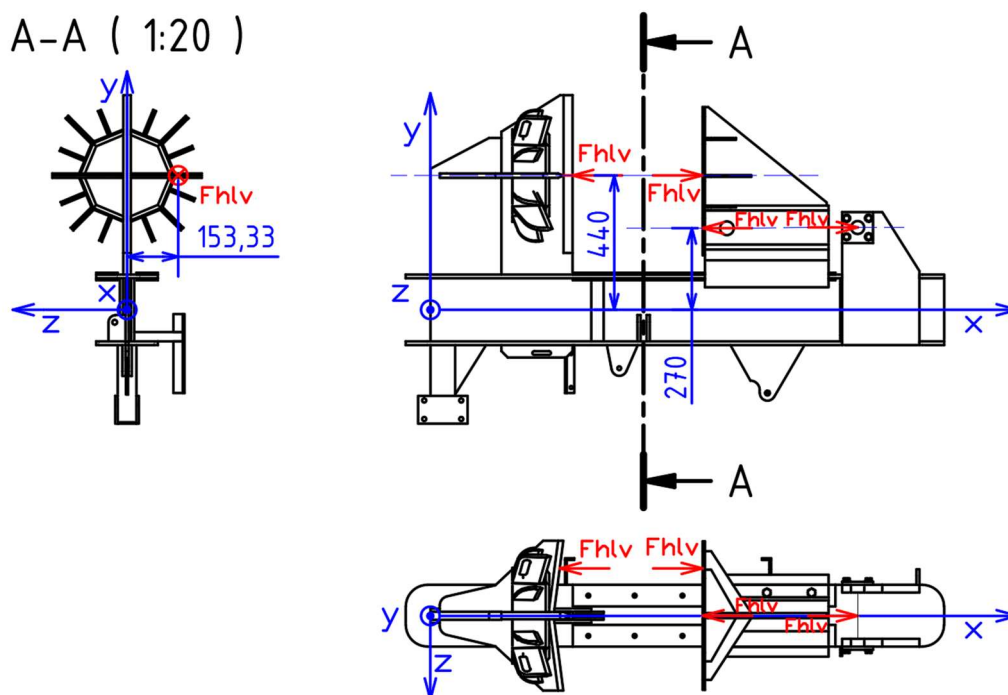
Náprava není určena pro provoz na veřejných komunikacích, není homologovaná, a proto je s ní možno stroj přepravovat pouze po soukromém pozemku, cestě nebo areálu pily. Štípačka na delší vzdálenosti musí být přepravována například na korbě nákladního auta či vozíku.

3 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

3.1 KONTROLA RÁMU

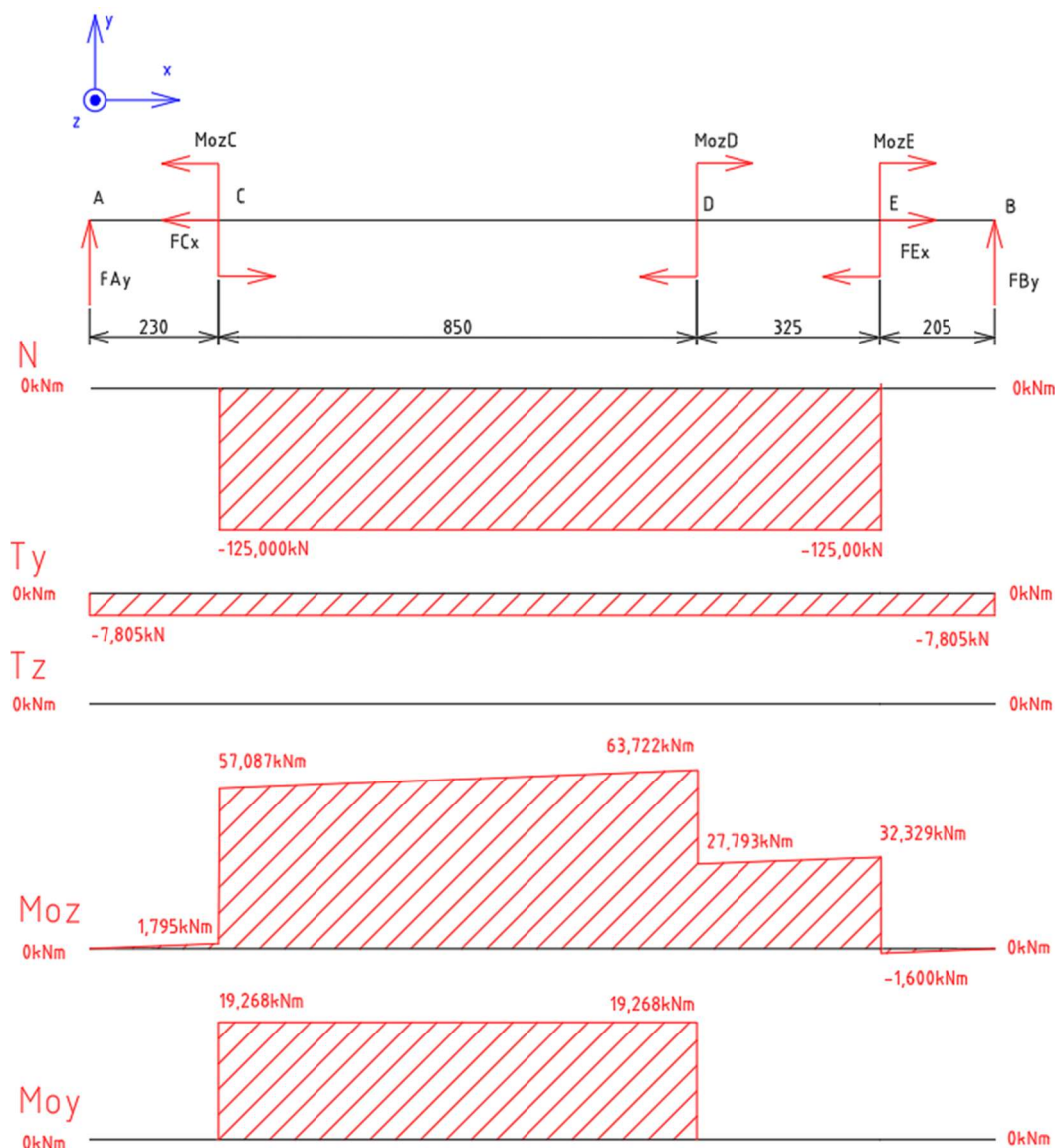
Předpokládáme zatížení, kdy se špalek opře mimo osu štípačky a výslednice sil bude od středu mříže ve vzdálenosti $2/3$ poloměru mříže. Uvažujeme symetrické zatížení, jak na štípací mříži, tak na koníku a neuvažujeme odklon síly od osy x , silové zatížení má velikost maximální síly hydrauliky F_{hlv} viz. Obr. 29. Dochází ke složenému ohybu rámu, a to okolo osy y a z .

Uvažované silové zatížení pro výpočet pevnosti štípací mříže a rámu jsou shodné.



Obr. 29 Silové zatížení rámu

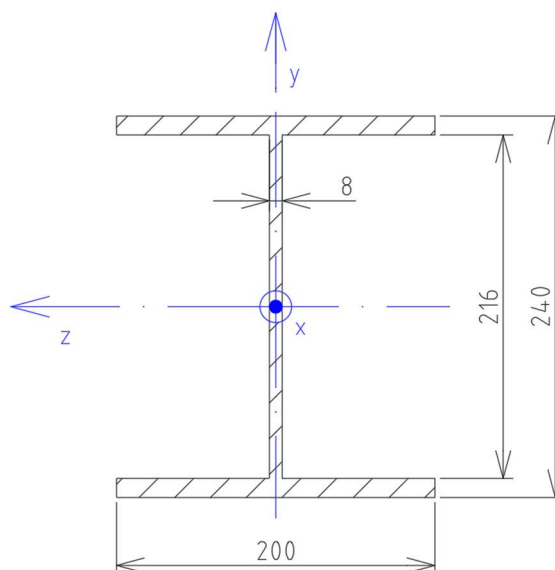
Byly spočítány výsledné vnitřní účinky rámu, následně byly znázorněny na obrázku, viz. Obr. 30.



Obr. 30 Výsledné vnitřní účinky rámu

Rám štípačky je namáhán konstantní tahovou silou mezi místy C a E, nejvíce je namáhán mezi místy C a D, v těchto místech je ohybový moment M_{oy} konstantní a o přesném místě nebezpečného průřezu rozhoduje ohybový moment M_{oz} . Rám bude kontrolován v místě působení maximálních ohybových momentů, a to v místě D.

Nebezpečný průřez rámu v místě D je svařovaný I profil z dvojice pásnic 200 x 12 mm a stojny 216 x 8 mm, znázorněn viz. Obr. 31.



Obr. 31 Nebezpečný průřez rámu

Rám je vyroben z materiálu S355J0, který má zaručenou svařitelnost a dobré mechanické vlastnosti. Mez kluzu $R_e = 355$ MPa. [27]

Moduly průřezu v ohybu W_{oz} a W_{oy} byly spočítány v příloze bakalářské práce viz. Příloha 3

Nyní jsou známy všechny potřebné parametry a může být přistoupeno k výpočtové části.

NAPĚTÍ V OHYBU OKOLO OSY Z

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{ozmaxD}}{W_{oz}} \quad [MPa] \quad (11)$$

$$\sigma_{oz} = \frac{63,772 \cdot 10^6}{576\,307,2} = 110,66 \text{ MPa}$$

KDE:

$W_{oz} = 576\,307,2 \text{ mm}^3$, modul průřezu v ohybu okolo osy z;

$M_{ozmaxD} = 63,722 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$, ohybový moment okolo osy z;

σ_{oz} – napětí v ohybu okolo osy z [MPa].

NAPĚTÍ V OHYBU OKOLO OSY Y

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy\max D}}{W_{oy}} \text{ [MPa]} \quad (12)$$

$$\sigma_{oy} = \frac{19,268 \cdot 10^6}{160\,092,16} = 120,36 \text{ MPa}$$

KDE:

$W_{oy} = 160\,092,16 \text{ mm}^3$, modul průřezu v ohybu okolo osy y;

$M_{oy\max D} = 19,268 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$, ohybový moment okolo osy y [Nmm];

σ_{oy} – napětí v ohybu okolo osy y [MPa].

TAHOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{hlv}}{S_{ram}} \text{ [MPa]} \quad (13)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{125\,664}{6528} = 19,25 \text{ MPa}$$

KDE:

$S_{ram} = 6528 \text{ mm}^2$, plocha průřezu rámu;

σ_{tah} – tahové napětí v rámu [MPa].

CELKOVÉ NAPĚTÍ A BEZPEČNOST

$$\sigma_o = \sigma_{oz} + \sigma_{oy} \text{ [MPa]} \quad (14)$$

$$\sigma_o = 110,66 + 120,36 = 231,02 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_o + \sigma_{tah} \text{ [MPa]} \quad (15)$$

$$\sigma_{celk} = 231,02 + 19,25 = 250,27 \text{ MPa}$$

$$k_{\text{Reram}} = \frac{R_{eS355JO}}{\sigma_{celk}} = [-] \quad (16)$$

$$k_{\text{Reram}} = \frac{355}{250,27} = 1,42$$

KDE:

σ_o – složené ohybové napětí v rámu [MPa];

σ_{celk} – celkové napětí v rámu [MPa];

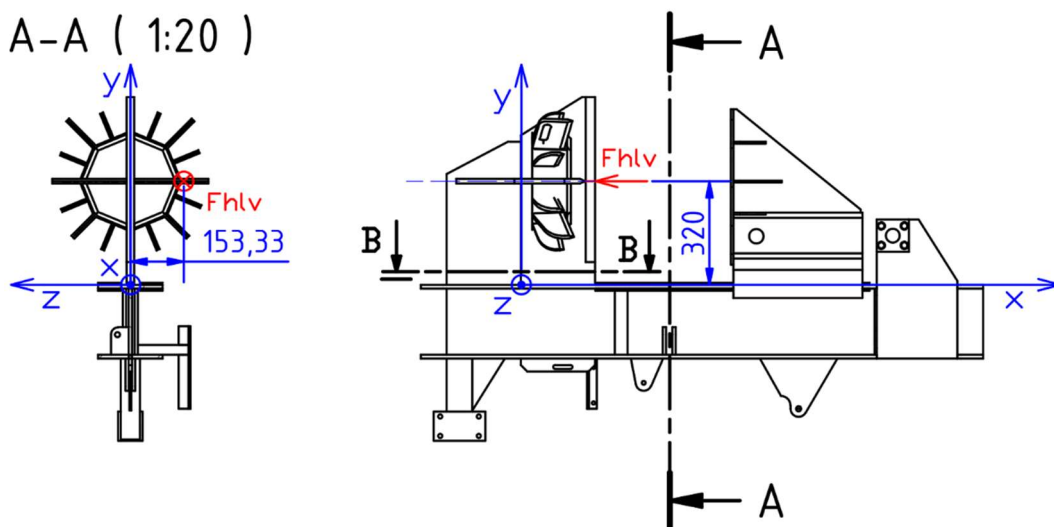
k_{Reram} – bezpečnost vůči mezi kluzu [-].

Bezpečnost vůči mezi kluzu oceli je nízká, ale byl uvažován extrémní případ, kdy se uvažovaná zatěžující síla rovná maximální síle hydraulického válce a rameno síly je vzdáleno od osy x o $2/3$ poloměru štípací mříže. Ve skutečnosti by se výsledná měla pohybovat ve vzdálenosti do $1/3$ poloměru štípací mříže a vzniklé momenty, které zatěžují rám by byly několikanásobně menší. Rám tedy vyhovuje. [33]

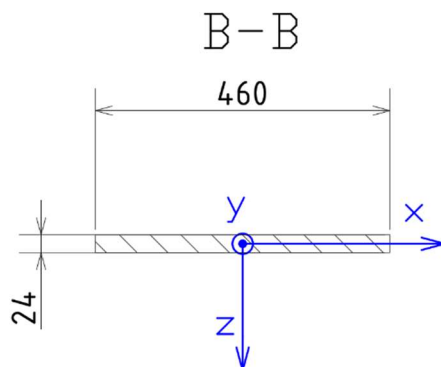
3.2 KONTROLA ŠTÍPACÍ MŘÍŽE

Štípací mříž je namáhána kombinací ohybu okolo osy z a krutu okolo osy y. Pevnost mříže, budeme kontrolovat v kritickém průřezu, který je v místě styku štípací mříže a horní pásnice rámu.

Z důvodu snazšího výpočtu byl zvolen jiný souřadnicový systém, než pro výpočet rámu a vycházíme tedy z Obr. 32.



Obr. 32 Náčrt zatížení štípací mříže

VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU KRITICKÉHO PRŮŘEZU ŠTÍPACÍ MŘÍŽE*Obr. 33 Kritický průřez štípací mříže*

$$J_{zTkr} = \frac{a_{kr} \cdot b_{kr}^3}{12} \quad [\text{mm}^4] \quad (17)$$

$$J_{zTkr} = \frac{24 \cdot 460^3}{12} = 194\,672\,000 \text{ mm}^4 = 194,672 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$W_{ozkr} = \frac{J_{zTkr}}{\frac{b_{kr}}{2}} \quad [\text{mm}^3] \quad (18)$$

$$W_{ozkr} = \frac{194,672 \cdot 10^6}{\frac{460}{2}} = 846\,400 \text{ mm}^3$$

KDE: $a_{kr} = 24 \text{ mm}$, šířka kritického průřezu; $b_{kr} = 460 \text{ mm}$, délka kritického průřezu; J_{zTkr} – kvadratický moment kritického průřezu k ose z [mm^4]; W_{ozkr} – modul kritického průřezu v ohybu k ose z [mm^3].**MODULU PRŮŘEZU V KRUTU**

Obdélníkový průřez nelze analyticky spočítat, z toho důvodu byl modul průřezu v krutu kritického průřezu vypočítán kalkulátorem. [28]

$$W_{kkr} = 60\,940,8 \text{ mm}^3$$

VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

$$M_{0zkr} = F_{hlv} \cdot l_{rzkr} \quad [N \cdot mm] \quad (19)$$

$$M_{0zkr} = 125\,664 \cdot 320 = 40\,212\,480 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{0zkr} = \frac{M_{0zkr}}{W_{0zkr}} \quad [MPa] \quad (20)$$

$$\sigma_{0zkr} = \frac{40\,212\,480}{846\,400} = 47,51 \text{ MPa}$$

KDE:

$l_{rzkr} = 320 \text{ mm}$, vzdálenost zatěžující síly od osy x;

M_{0zkr} – ohybový moment okolo osy z v kritickém průřezu [Nmm];

σ_{0zkr} – ohybové napětí okolo osy z [MPa].

VÝPOČET NAPĚTÍ V KRUTU

$$M_{kzkr} = F_{hlv} \cdot l_{rykr} \quad [N \cdot mm] \quad (21)$$

$$M_{kzkr} = 125\,664 \cdot 153,33 = 19\,268\,061,12 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{kkr} = \frac{M_{kkr}}{W_{kkr}} \quad [MPa] \quad (22)$$

$$\tau_{kkr} = \frac{19\,268\,061,12}{60\,940,8} = 316,18 \text{ MPa}$$

KDE:

$l_{rykr} = 153,33 \text{ mm}$, vzdálenost zatěžující síly od osy y;

M_{kkr} – kroutící moment v kritickém průřezu [Nmm];

τ_{kkr} – namětí v krutu v kritickém průřezu [MPa].

VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ PODLE TEORIE MAXIMÁLNÍHO SMYKOVÉHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{redkr} = \sqrt{\sigma_{0zkr}^2 + (2 \cdot \tau_{kkr})^2} \quad [MPa] \quad (23)$$

$$\sigma_{redkr} = \sqrt{47,51^2 + (2 \cdot 316,18)^2} = 634,14 \text{ MPa}$$

$$k_{kr} = \frac{\sigma_{redkr}}{R_{ehardox500}} \quad [-] \quad (24)$$

$$k_{kr} = \frac{1300}{634,14} = 2,05$$

KDE:

$R_{ehardox500} = 1300$ MPa, mez kluzu oceli Hardox 500; [26]

σ_{redkr} – redukované napětí podle teorie maximálního smykového napětí [MPa];

k_{kr} – bezpečnost vůči mezi kluzu kritického průřezu [-].

Bezpečnost je dostatečná. Kroutící síla se pravděpodobně bude nacházet ve vzdálenosti do 1/3 poloměru štípací mříže a vzniklé zatěžující momenty budou nižší. A štípací mříž tedy vyhovuje. [33]

3.3 KONTROLA PÍSTNICE HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU NA VZPĚR

Kontrola pístnice na vzpěr byla provedena, jelikož nepoužíváme standartní délku pístnice prodávanou výrobcem k příslušnému průměru válce, ale necháme ji na zakázku prodloužit, tak aby vyhovovala konstrukci štípačky.

VÝPOČET KVADRATICKÉHO MOMENTU PÍSTNICE

$$J_{xp} = \frac{\pi \cdot d_{hlv}^4}{64} \quad [mm^4] \quad (25)$$

$$J_{xp} = \frac{\pi \cdot 55^4}{64} = 449\,180,3 \text{ mm}^4$$

KDE:

J_{xp} – kvadratický moment průřezu pístnice hlavního hydraulického válce [mm⁴];

$d_{hlv} = 55$ mm, průměr pístnice hlavního hydraulického válce.

VÝPOČET PLOCHY PRŮŘEZU PÍSTNICE

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_{hlv}^2}{4} \quad [mm^2] \quad (26)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} = 2375,8 \text{ mm}^2$$

KDE: S_p – plocha pístnice [mm²].**ŠTÍHLOST PRUTU**

$$\lambda = \frac{l_p}{\sqrt{\frac{J_{xp}}{S_p}}} \quad [-] \quad (27)$$

$$\lambda = \frac{755}{\sqrt{\frac{449180,3}{2375,8}}} = 54,9$$

KDE: $l_p = 755$ mm, vzpěrná délka pístnice; λ – štíhlost prutu [-].

Štíhlost prutu je v rozmezí hodnot 40–60. Pístnice vyhovuje a není třeba očekávat jiné chování, než je namáhání na prostý tlak. [33]

$$\sigma_p = \frac{F_{hlv}}{S_p} [MPa] \quad (28)$$

$$\sigma_p = \frac{125664}{2375,8} = 52,9 \text{ MPa}$$

KDE: σ_p – napětí v pístí tyči hlavního hydraulického válce [MPa]

Pístnice pro přímočaré hydromotory jsou vyráběny z pevnostních ocelí o minimálním dovoleném napětí 350 MPa a větším, z tohoto důvodu pístnice vyhovuje.

4 KONTROLNÍ FUNKČNÍ VÝPOČTY

V této části práce byly řešeny funkční výpočty jako jsou kontrola odolnosti vůči štípání, produktivita štípaného dřeva, nosnost zvedací plošiny a stabilita stroje.

4.1 KONTROLA ODOLNOSTI VŮČI ŠTÍPÁNÍ

„Štípatelnost dřeva je charakterizována jako odolnost proti štípání R_w , t.j. odporem, který dřevo klade proti rozdělení na dvě části. Odolnost dřeva proti štípání se udává pouze ve směru vláken, a to v radiální a tangenciální rovině. U dřeva listnáčů s výrazně vyvinutými dřeňovými paprsky (dub, buk) je odolnost proti štípání větší v tangenciální rovině než v rovině radiální. U dřeva jehličnanů je tento rozdíl menší. Obecně je odolnost proti štípání u dřeva listnáčů vyšší než u dřeva jehličnanů. Některé hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce. Byla uvažována maximální možná délka polena $b = 400$ mm. Bylo zároveň uvažováno, že polena jsou dostatečně krátká natolik, aby byla kulatina v každé fázi dokonale rozštípnuta a zanedbány byly ztráty vzniklé třením dřeva mezi břity štípací mříže.“ [32]

Posuzuje se dle ČSN 49 0119. [31]

ŠTÍPATELNOST JE DÁNA VZTAHEM:

$$R_w = \frac{F_{\max}}{S_w} \text{ [MPa]} \quad (29)$$

$$S_w = b \cdot l \text{ [mm}^2\text{]} \quad (30)$$

KDE:

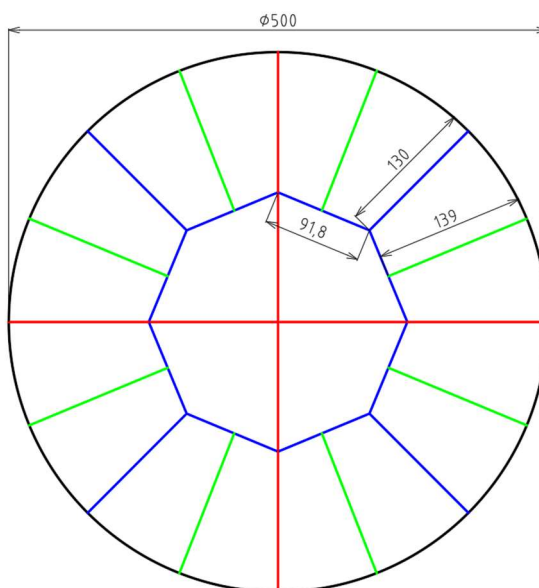
R_w – odolnost vůči štípání [MPa];

F_{\max} – síla při které se rozdělí zkušební vzorek [N];

S_w – plocha štípání [mm²];

l – šířka zkušební vzorku [mm];

b – délka štípání (délka špalku) [mm].



Obr. 34 Náčrt tvaru štípací mříže; červeně-primární fáze; modře-sekundární fáze; zeleně-terciální fáze;

Při určování délek břitů v jednotlivých fázích l_I , l_{II} a l_{III} vycházíme z náčrtu štípací mříže viz. Obr. 34.

PRIMÁRNÍ FÁZE:

$$l_I = 2 \cdot 500 = 1000 \text{ mm} \quad (31)$$

$$S_{wI} = b \cdot l_I \text{ [mm}^2\text{]} \quad (32)$$

$$S_{wI} = 400 \cdot 1000 = 400\,000 \text{ mm}^2$$

$$R_{wI} = \frac{F_{hly}}{S_{wI}} \text{ [MPa]} \quad (33)$$

$$R_{wI} = \frac{125664}{400000} = 0,314 \text{ MPa}$$

KDE:

l_I – délka břitu primární fáze [mm];

S_{wI} – plocha štípání primární fáze [mm²];

R_{wI} – maximální štípatelnost v primární fázi [MPa].

SEKUNDÁRNÍ FÁZE:

$$l_{II} = 4 \cdot 130 = 1254,72 \text{ mm} \quad (34)$$

$$S_{wII} = b \cdot l_{II} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (35)$$

$$S_{wII} = 400 \cdot 1254,72 = 501\,888 \text{ mm}^2$$

$$R_{wII} = \frac{F_{hlv}}{S_{wII}} \text{ [MPa]} \quad (36)$$

$$R_{wII} = \frac{125664}{501888} = 0,250 \text{ MPa}$$

KDE:

l_{II} – délka břitu sekundární fáze [mm];

S_{wII} – plocha štípání sekundární fáze [mm²];

R_{wII} – maximální štípatelnost v sekundární fázi [MPa].

TERCIÁLNÍ FÁZE:

$$l_{III} = 8 \cdot 139,2 = 1113,60 \text{ mm} \quad (37)$$

$$S_{wIII} = b \cdot l_{III} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (38)$$

$$S_{wIII} = 400 \cdot 1113,60 = 445\,440 \text{ mm}^2$$

$$R_{wIII} = \frac{F_{hlv}}{S_{wIII}} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$R_{wIII} = \frac{125664}{445440} = 0,282 \text{ MPa}$$

KDE:

l_{wIII} – délka břitu terciální fáze [mm];

S_{wIII} – plocha štípání terciální fáze [mm²];

R_{wIII} – maximální štípatelnost v terciální fázi [MPa].

Z výpočtů vyplývá, že nejnáročnější fází štípání je sekundární fáze, má největší plochu štípání S_{wII} . Pokud vypočtené výsledky porovnáme s tabulkovými hodnotami některých významných dřevin viz. Tabulka 16. Zjistíme, že štípačka nebude mít dostatečnou sílu rozštípnout některé z odolných dřevin.

Jako řešení by bylo možné snížit plochu štípání, tedy vkládat do štípačky kratší polena. Proto vypočítáme maximální štípatelnou délku, za předpokladu, že bude štípané dřevo nevysušené. Jako maximální hodnotu volíme odolnost proti štípání pro habrové dřevo o vlhkosti >30% tj. $R_{whabr} = 0,34$ MPa.

Tabulka 16 Odolnost proti štípání [10]

druh dřeva	odolnost proti štípání (MPa)			
	v radiální rovině při vlhkosti		v tangenciální rovině při vlhkosti	
	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %
modřín	0,26	0,16	0,26	0,16
borovice	0,22	0,14	0,22	0,14
smrk	0,18	0,11	0,18	0,11
akát	0,40	0,25	0,53	0,32
jasan	0,43	0,27	0,45	0,27
dub	0,32	0,20	0,44	0,27
buk	0,33	0,20	0,50	0,30
habr	0,41	0,25	0,55	0,34
topol	0,19	0,12	0,25	0,16

$$R_{whabr} = 0,34 \text{ MPa}$$

$$R_{whabr} = \frac{F_{hly}}{b_{\max} \cdot l_{II}} \text{ [MPa]} \quad (40)$$

$$b_{\max} = \frac{F_{hly}}{R_{whabr} \cdot l_{II}} \text{ [MPa]} \quad (41)$$

$$b_{\max} = \frac{125664}{0,34 \cdot 1254,72} = 294,57 \text{ mm}$$

KDE:

$R_{whabr} = 0,34$ MPa, štípatelnost habru v tangenciální rovině při relativní vlhkosti >30%;

b_{\max} – maximální štípatelná délka polena [mm].

Z výsledku vyplývá, že pro rozštípnutí nevysušeného habrového špalku je maximální délka polena 294 mm.

4.2 PRODUKTIVITA

Produktivita štípačky je důležitý parametr z hlediska finanční bilance stroje. Byl uvažován celkový čas pracovního cyklu jako součet časů potřebný pro rozštípnutí špalku a jeho vyzdvižení na štípačku.

$$t_{prac.cykl.} = t_{1hlv} + t_{2hlv} + t_{1zv} + t_{2zv} \quad [s] \quad (42)$$

$$t_{prac.cykl.} = 7,26 + 5,06 + 3,57 + 2,17 = 18,06 \text{ s}$$

KDE:

$t_{prac.cykl.}$ – čas jednoho pracovního cyklu štípačky [s];

$t_{1hlv}, t_{2hlv}, t_{1zv}, t_{2zv}$ – pracovní časy hydraulických válců [s];

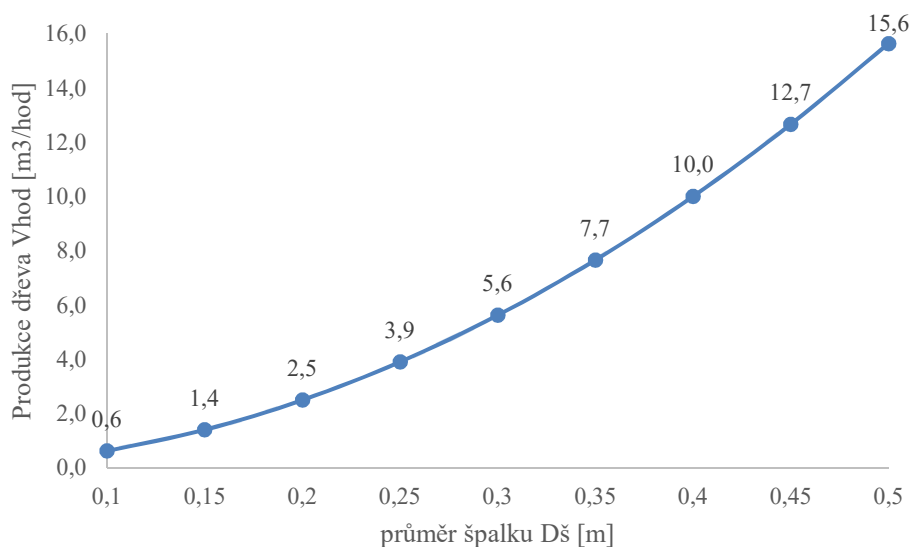
Spočítáme hodinovou produkci štípaného dřeva s různými průměry špalku, dle rovnice (43) a sestrojíme graf viz. Obr. 35.

$$V_{hod} = V_s \cdot \frac{3600}{t_{prac.cykl.}} \quad [m^3 \cdot hod^{-1}] \quad (43)$$

KDE:

V_s – objem špalku [m^3];

V_{hod} – produkce štípaného dřeva [m^3/hod].



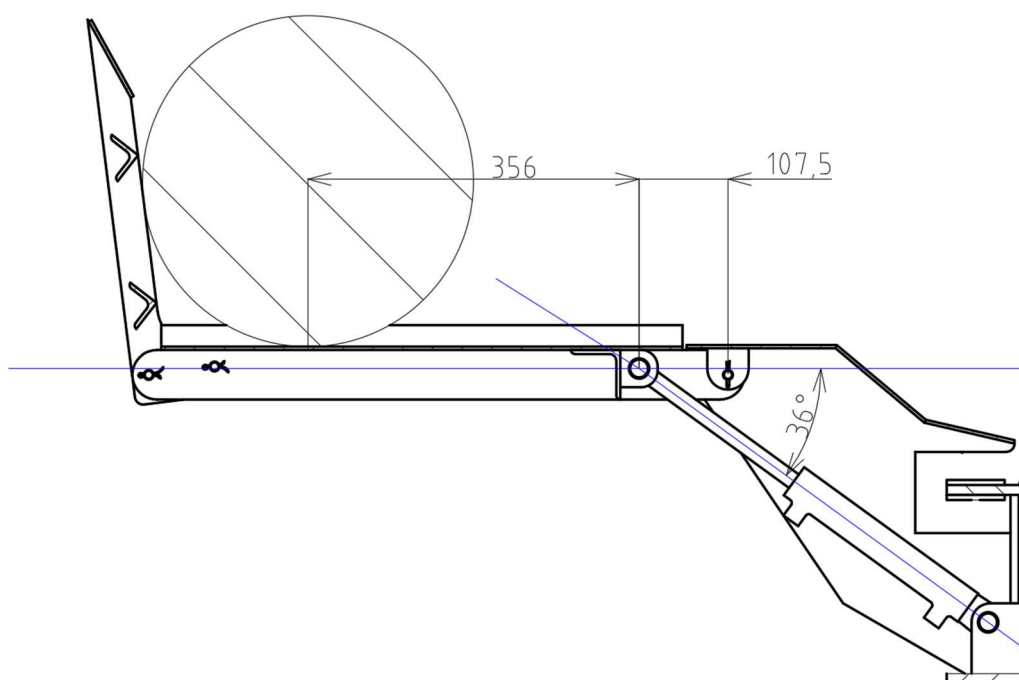
Obr. 35 Graf hodinové produkce štípaného dřeva v závislosti na průměru špalku

Produktivita prudce roste při štípání větších průměrů polen a dosahuje maxima 15,6 m³/hod při maximální průměru špalku 500 mm.

Výše produkce bude záviset na pracovním prostředí a počtu pracovníků, kteří se budou starat o chod stroje. V ideálním případě bude za potřebí dvojice pracovníků, kdy jeden bude zajišťovat ovládání stroje pomocí hydraulických rozvaděčů a starat se o správné naložení špalku do vedení. Druhý bude chystat kulatinu k zvedací plošině a odebírat již naštípané dříví.

V reálném provozu by se mohla hodinová produkce pohybovat mezi 3–7 m³/hod.

4.3 KONTROLA NOSNOSTI ZVEDACÍ PLOŠINY

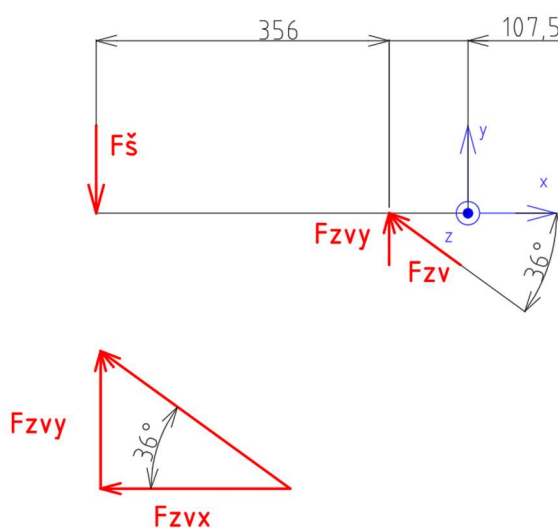


Obr. 36 Řez zvedací plošinou ve vodorovné poloze

K výpočtu nosnosti musíme znát velikosti působících sil a konstrukci plošiny. Síly zde působící jsou síla od hydraulického válce pro zvedání plošiny F_{zv} a gravitační tíhová síla špalku F_g a úhel pod kterým se síla od hydraulického válce rozkládá. Velikosti ramen sil zjistíme z Obr. 36.

Případ jsme nahradili ramenem otáčejícím se okolo počátku souřadnicového systému viz. Obr. 37 a byl zkontrolován maximální moment, který může zátěž v místě působení gravitační tíhové síly špalku vyvinout, tak aby nedošlo k překročení opačného momentu vyvinutého silou hydraulického válce a přetížení zvedací plošiny.

Dochází zde k rozkladu sil hydraulického válce a pouze složka síly F_{vzy} je činnou složkou, která zvedá plošinu a je nejmenší, pokud je plošina maximálně zvednuta, z tohoto důvodu výpočet provádíme v poloze maximálního zdvihu.



Obr. 37 Náhrada zvedací plošiny

VÝPOČET SÍLY HYDRAULICKÉHO VÁLCE PRO ZVEDÁNÍ PLOŠINY

$$F_{zv} = p_{obvod} \cdot S_{l_{zv}} \quad [N] \quad (44)$$

$$F_{zv} = 16 \cdot 10^6 \cdot 1,590 \cdot 10^{-3} = 12868,8 \text{ N}$$

KDE:

$S_{l_{zv}} = 1,590 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$, plocha hydraulického válce pro zvedání plošiny při výsuvu.

F_{zv} – síla hydraulického válce pro zvedání plošiny [N];

Síla se do směru osy y promítne závislostí na funkci sinus.

SÍLA VE SMĚRU OSY Y

$$F_{zvy} = \sin(\chi) \cdot F_{zv} \quad [N] \quad (45)$$

$$F_{zvy} = \sin(36) \cdot 12868,8 = 7564,1 \text{ N}$$

KDE:

$\chi = 36^\circ$, úhel, pod kterým se rozkládá síla F_{zv} ;

F_{zvy} – síla ve směru osy y [N].

Za podmínky momentové rovnováhy vypočítáme maximální sílu vytvářenou tíhou špaluku a dále hmotnost špaluku.

VÝPOČET MAXIMÁLNÍ VÁHY ŠPALKU

$$\sum M = 0 \quad (46)$$

$$F_{s\max} \cdot 356 - F_{zvy} \cdot 107,5 = 0$$

$$F_{s\max} = \frac{F_{zvy} \cdot 107,5}{356} [N]$$

$$F_{s\max} = \frac{7564,1 \cdot 107,5}{356} = 2284,1 \text{ N}$$

$$m_{s\max} = \frac{F_{s\max}}{g} [kg] \quad (47)$$

$$m_{s\max} = \frac{2284,1}{9,81} = 232,8 \text{ kg}$$

KDE:

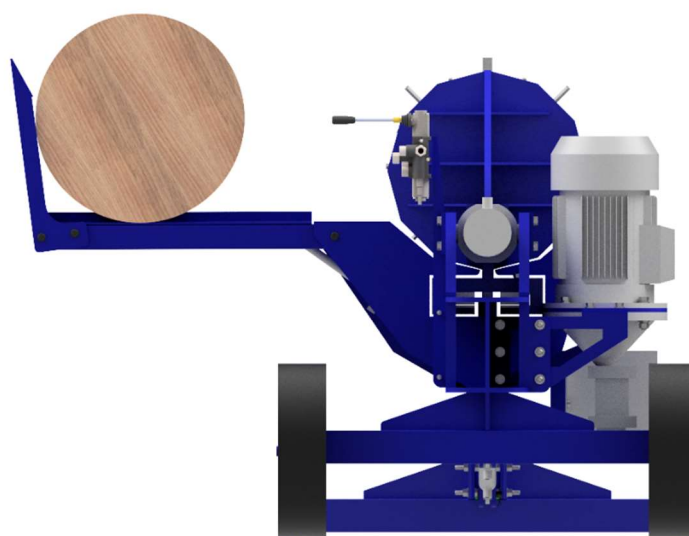
$F_{s\max}$ – maximální tíhová síla od zátěže plošiny (špalku) [N];

$m_{s\max}$ – maximální hmotnost zátěže (špalku) [kg].

Maximální možná hmotnost špalku může být až 232,8 kg. Plošina je navržena správně a hydraulický válec pro zvedání plošiny má dostatečnou sílu.

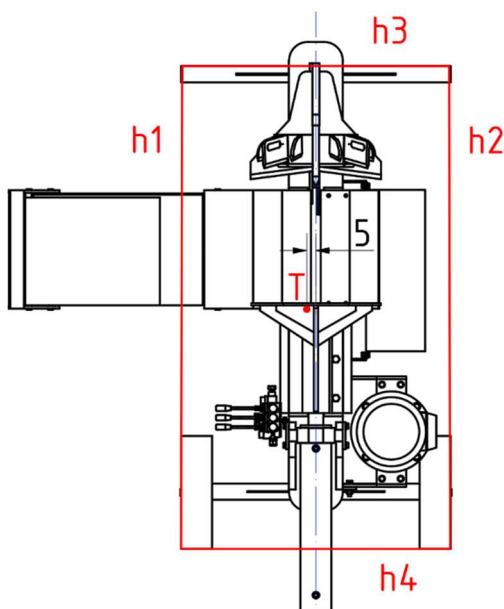
4.4 VÝPOČET STABILITY ŠTÍPAČKY

Stabilita stroje je důležitá z důvodu bezpečnosti práce. Převržení stroje při pracovním cyklu by mohlo mít vážné zdravotní následky na pracovníky pracující v jeho bezprostředním okolí, proto je důležité zjistit úhel, který je pro převrácení stroje limitní.



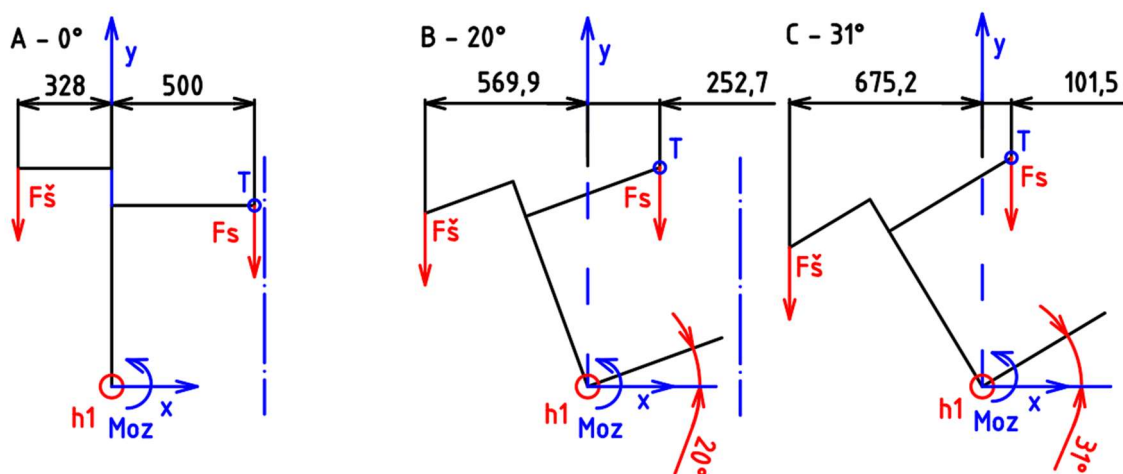
Obr. 38 Poloha zvedací plošiny při výpočtu stability štípačky

Jednotlivým dílům 3D modelu byl přiřazen materiál, hmotnost a programem Inventor byly spočítány souřadnice těžiště stroje. Klopné hrany jsou v tomto případě čtyři viz: Obr. 39. Budeme kontrolovat překlopení okolo hrany $h1$. V takovém případě, kdy je zvedací plošina zvednuta maximálně, tedy rovnoběžně s horizontální rovinou viz. Obr. 38, tíhová síla působí vzhledem ke klopné hraně na nejdelším možném rameni.



Obr. 39 Klopné hrany a poloha těžiště vůči ose

Byly uvažovány tři případy, kdy bude štípačka nakloněna o úhel 0, 20 a 31 stupňů viz: Obr. 40. Problém byl řešen částečně graficky v programu Autocad. Graficky byly zjištěny délky ramen, na kterých působí tíhová síla štípačky a tíhová síla špalu při jednotlivých náklonech. Poté byly vypočítány momentové rovnice.



Obr. 40 Náčrt k řešení problému stability štípačky; $F_{\text{š}}$ -gravitační tíhová síla špalu; F_{s} -gravitační tíhová síla štípačky; T -poloha těžiště štípačky; $h1$ -klopná hrana

Tabulka 17 Stabilita štípačky

	Případ A	Případ B	Případ C
Náklon [°]	0	20	31
Rameno r_s [mm]	328,0	569,9	675,2
Rameno r_s [mm]	500,0	252,7	101,5
Výsledný moment M_{ostab} [Nm]	-2527,0	-940,9	-6,5

Výsledný moment v případě C je stále se znaménkem mínus, ale pouze -6,5 Nm, což znamená že se dostáváme na hranici stability stroje. Při větším bočním náklonu, než je 31 stupňů dojde k převrácení stroje.

Výpočty jsou uvedeny v příloze bakalářské práce viz. Příloha 4

ZÁVĚR

V úvodní části bakalářské práce jsem se zabýval stručnou rešerší štípaček a štípacích nástrojů dostupných na trhu. Štípačky byly rozděleny podle různých kritérií, jako je pohon, poloha kulatiny při štípání, štípací nástroje, velikost štípací síly atd. Posouzeny pak byly jejich hlavní výhody a nevýhody. Štípací nástroje byly rozděleny podle konstrukce a zhodnoceny.

V druhé kapitole práce se zabývám vlastním návrhem stroje, při kterém jsem vycházel z rešeršní části a konstrukcí již vyrobených štípacích strojů, které jsem objevil na internetu, nebo viděl na prodejnách kamenných obchodů. Nejdříve byl navržen hydraulický obvod. Bylo zvoleno řešení za pomoci dvou hydraulických okruhů s dvojicí hydraulických čerpadel, jelikož bylo nutné dosáhnout rozdílné hodnoty průtoků oleje. Pokud by byl obvod řešen pouze s jedním okruhem, při škrcení průtoku by docházelo k velkým ztrátám energie a rychlému zahřívání stroje. Byl zvolen hlavní hydraulický válec o vnitřním průměru 100 mm, který vyvíjí štípací sílu. Byly provedeny nezbytné výpočty potřebné pro výběr dalších komponent. Na základě toho byla zvolena dvojice hydraulických rozvaděčů, kde hydraulický rozvaděč pro ovládání hlavního hydraulického válce, je určen přímo pro štípačky, jelikož disponuje funkcí diferenciálního zapojení, kdy dojde na úkor velikosti štípací síly ke zrychlení výsuvu pístnice, což je vhodné při štípání menších průměrů kulatiny. Byly vybrány hydraulické válce pro nastavování výšky štípací mříže a pro zvedání plošiny. Byla vybrána nádrž na hydraulický olej o objemu 25 l a vybrán hydraulický olej OHM-HM46. Jako pohon hydraulického obvodu byl zvolen asynchronní elektromotor Siemens o výkonu 7,5 kW a zkontrolována jeho přetížitelnost.

Na základě znalosti velikosti sil a rozměrů hydraulických válců bylo přistoupeno k návrhu rámu štípačky, který byl navržen jako svařenec ve tvaru nosníku I a z dvojice pásnic a stojny. Dále byl navržen štípací nástroj, kterým je štípací mříž. Základní tvar štípací mříže byl navržen ve tvaru osmiúhelníku, tento tvar je ideální pro maximální průměry špalků o průměru do 500 mm. Pro menší průměry do 250 mm by bylo vhodné navrhnout tvar podobný šestiramennému klínu. Štípačka je ale navržena na možnost výměny štípacích nástrojů, k výměně nástroje stačí odstranit jeden čep se závlačkou. Poté byl navržen mechanismus pro zvedání štípací mříže a zvedací plošina pro těžké špalky. Byl navržen stojan štípačky a řešen problém mobility poměrně těžkého stroje, bylo navrženo přeprava za autem pomocí šroubovatelného oje, nebo přeprava na vozíku.

Ve třetí kapitole se věnuji pevnostní kontrole rámu štípačky a štípací mříže. Jelikož je téměř nemožné říci, jak přesně bude vypadat silové zatížení štípačky, protože každý špalek může být velmi nesymetrický díky svému tvaru, který nabyl při svém růstu nebo když byl nepřesně zakrácen pracovníkem. Byl vybrán jeden extrémní případ zatížení s maximální silou vyvinutelnou hydraulikou, který v praxi nemusí nikdy nastat, díky tomu může vycházet poměrně nízká bezpečnost. Dále byla zkontrolována prodloužená pístnice hlavního hydraulického válce na vzpěr.

Ve čtvrté kapitole jsem se zabýval funkčními výpočty jako je štípatelnost dřevin, produktivita, výpočet nosnosti zvedací plošiny a stabilita stroje. Z výpočtů štípatelnosti bylo zjištěno, že štípačka stačí na rozštípnutí středně pevných dřevin při maximálním průměru špalku a při štípání extrémně odolných dřevin, jako je například habrové dřevo bude nezbytné snížit plochu štípání vkládáním kratších špalků. Z výpočtů produktivity byla odhadnuta poměrně dobrá produktivita mezi 3–7 m³/hod, očekávám, že bude pracovní proces stroje bržděn rychlostí zásobování dřevní kulatinou závisící na rychlosti obsluhy stroje. Při výpočtu



nosnosti zvedací plošiny byla zjištěna maximální hmotnost, kterou plošina dokáže zvednout $m_{smax} = 232,8$ kg, tato hodnota je více než dostatečná. Z výpočtů stability vyplývá, že stroj bude schopen bezpečně pracovat při běžných pracovních podmínkách náklonu a pracovního zatížení, ale nebyly řešeny všechny otázky bezpečnosti dle normy.

Poslední částí práce byla tvorba výkresové dokumentace. Byl vytvořen výkres celkové sestavy, výkres podsestavy rámu a výkres svarku. Výkresy byly doplněny o kusovníky.

Z důvodu zpřehlednění práce byly některé výpočty přesunuty do přílohy bakalářské práce a v průběhu je na ně bylo odkazováno.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HL 1010 - vertikální štípač dřeva 230 V. In: *Garland* [online]. 2018 [cit. 2018-11-19]. Dostupné z: <https://www.garland.cz/e-obchod/hl-1010-vertikalni-stipac-dreva-230-v>
- [2] HL 450 - horizontální štípač dřeva. In: *Garland* [online]. 2018 [cit. 2018-11-19]. Dostupné z: <https://www.garland.cz/e-obchod/hl-450-horizontalni-stipac-dreva>
- [3] RCA 480 JOY štípací poloautomat. In: *Www.agama-as.cz* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: https://www.agama-as.cz/images/products/DSC_1911_771x317.jpg
- [4] MTD LS 550. In: *Www.kobras.cz* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: https://www.kobras.cz/data/obrazky/obrazek/549100000111_000.jpeg
- [5] Mechanická štípačka v akci. In: *Kutilove.eu* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://kutilove.eu/wp-content/uploads/2016/06/mechanicka-stipacka-v-akci-678x381.jpg>
- [6] Štípače dřeva JOLLY KARDAN 10T Bystroň - I. In: *Http://www.bystron.cz* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/modules/produkty/gallery/49/788.jpg>
- [7] Prodloužený štípací klín ke štípači dřeva DHH 1250/12 T GÜDE. In: *Https://www.peva.cz/* [online]. 2019 [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://www.peva.cz/deploy/img/products/14050/prodlouzeny_stipaci_klin_ke_stipaci_dreva_dhh_125012_t_gude_14050.jpg
- [8] Čtyřramenný štípací klín Scheppach pro HL1010, HL1100, HL 1200 e, HL 1200s (7905400701). In: *Peva.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://www.peva.cz/deploy/img/products/16549/ctyrramenny_stipaci_klin_scheppach__7905400701_16549.jpg
- [9] TL 1000. In: *Malcomcz.eu* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://www.malcomcz.eu/temp/image-v2/54/54a94e810ba9eee0321d8b34edb04e7f_726x545.jpg
- [10] Pevnost dřeva v tlaku ve směru vláken. In: *Mendelova univerzita v Brně* [online]. 2019 [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/zobraz_cast.pl?cast=9190
- [11] Tab. 41. In: *Mendelova univerzita v Brně* [online]. 2019 [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/index.pl?cast=9192>
- [12] ALPA2-D-25. In: *Www.hydroma.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/10/35/24228/big.jpg>
- [13] ALPP1-D-2. In: *Www.hydroma.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/hydrogenerator-zubovy-zadni-sekce-15831.html>
- [14] *Výrobní katalog_CZ2017_USB* [online]. 2017 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh2.pdf>

- [15] Příruba HL 12. In: *Hydroma.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/9/20431/preview.jpg>
- [16] Spojka kompletní HE15. *Hydroma.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/11/14/25687/preview.jpg>
- [17] HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ DVOURÝCHLOSTNÍ "TURBO" PRO ŠTÍPAČKY DŘEVA P81-RS-G12. In: *Technikaprofarmu.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: [https://cdn.myshoptet.com/usr/www.technikaprofarmu.cz/user/shop/cart/455\(2\)_hydraulic-ky-rozvadec-dvourychlostni--turbo--pro-stipacky-dreva--p81-rs-g12.jpg?55ca0a87](https://cdn.myshoptet.com/usr/www.technikaprofarmu.cz/user/shop/cart/455(2)_hydraulic-ky-rozvadec-dvourychlostni--turbo--pro-stipacky-dreva--p81-rs-g12.jpg?55ca0a87)
- [18] HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ DVOURÝCHLOSTNÍ "TURBO" PRO ŠTÍPAČKY DŘEVA P81-RS-G12. *Technikaprofarmu.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.technikaprofarmu.cz/specialni-rozvadec-pro-stipacky-dreva/hydraulic-ky-rozvadec-dvourychlostni--turbo--pro-stipacky-dreva--p81-rs-g12/#>
- [19] HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ 2/40. *Technikaprofarmu.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: https://www.technikaprofarmu.cz/rucne-ovladane-40-l-min/hydraulicke-rozvad-2-40/?gclid=CjwKCAjwm-fkBRBBEiwA966fZDFnuceVAFBYPNW4aiKeGu7-z_Izl1SlI3nTw5MrgKzgAPvs5vi06RoChxcQAvD_BwE
- [20] *Katalog D81.1 CZ* [online]. 2016 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf?s=21020730
- [21] Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CB2, 7.5kW, 1450ot. In: *Elektro-motor.cz* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/wp-content/uploads/Elektromotor-Siemens-B5-4kW.jpg>
- [22] Olejová nádrž 25L s příslušenstvím boční montáž M. In: *Hydrolider.cz* [online]. [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/media/images/Olejov%C3%A9%20n%C3%A1dr%C5%BEE/59958dedd85cd_81.41.03.025.png
- [23] Olejová nádrž 25L. *Hydrolider.cz* [online]. [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Olejova-nadrz-25L-s-prislusenstvim-bocni-montaz-M/9781
- [24] CINOL OH HM 46 1l. *Oleje-aditiva.cz* [online]. [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <http://www.oleje-aditiva.cz/cinol-oh-hm-46-1l>
- [25] *Výrobní katalog CZ2017_USB* [online]. 2017 [cit. 2019-04-24]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh2t.pdf>
- [26] Hardox - otěruvzdorný plech. *Stavebni-technika.cz* [online]. [cit. 2019-04-30]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/hardox-oteruvzdorny-plech>
- [27] In: *Přehled vlastností oceli S355JO* [online]. s. 1 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355JO.pdf

- [28] Výpočet modulu průřezu v krutu obdélníku - Portál pro strojní konstruktéry. *E-konstrukter.cz* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/173-modul-prurezu-v-krutu/179-modul-prurezu-v-krutu-obdelniku>
- [29] *Blätterkatalog* [online]. s. 195 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://catalogue.blickle.cz/?startpage=194&_ga=2.21447423.590215230.1546937064-863900890.1546937064&_gac=1.262857400.1546937075.EAIAIQobChMI0quwsOXd3wIVjIGyCh3uTQSZEAAYAiAAEgLAd_D_BwE
- [30] *PTFE-desky* [online]. www.tenart.cz [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://tenart.cz/technicke-plasty/wp-content/uploads/02_PTFE-desky.pdf
- [31] ČSN 49 0119: Drevo. Metóda zisťovania štiepatelnosti. 01/1984
- [32] GANDELOVÁ, Libuše, Petr HORÁČEK a Jarmila ŠLEZINGEROVÁ. *Nauka o dřevě*. Vyd. 3., nezměn. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2009. ISBN 9788073753122.
- [33] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTÍUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [34] BAUER, František a Alois NOVOTNÝ. *Hydraulické systémy zemědělských strojů*. Brno: Vysoká škola zemědělská, 1993. Učební texty vysokých škol. ISBN 8071570796.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{kr}	[mm]	Šířka kritického průřezu štípací mříže
b	[mm]	Délka špalku při štípání
b_{kr}	[mm]	Délka kritického průřezu štípací mříže
b_{max}	[mm]	Maximální délka špalků při štípání habru
d_{1sani}	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic na sání prvního hydraulického okruhu
$d_{1tlakcast}$	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic v tlakové části prvního hydraulického okruhu
$d_{1výtok}$	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic ve výtokové části prvního hydraulického okruhu
d_{2sani}	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic na sání druhého hydraulického okruhu
$d_{2tlakcast}$	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic v tlakové části druhého hydraulického okruhu
$d_{2výtok}$	[mm]	Vnitřní průměr hydraulických hadic ve výtokové části druhého hydraulického okruhu
d_{hlv}	[mm]	Průměr pístnice hlavního hydraulického válce
D_{hlv}	[mm]	Vnitřní průměr hlavního hydraulického válce
$D_{\dot{s}}$	[mm]	Průměr špalku
$d_{\dot{s}v}$	[mm]	Průměr pístnice hydraulického válce pro zvedání štípací mříže
$D_{\dot{s}v}$	[mm]	Vnitřní průměr hydraulického válce pro zvedání plošiny
d_{zv}	[mm]	Průměr pístnice hydraulického válce pro zvedání plošiny
D_{zv}	[mm]	Vnitřní průměr hydraulického válce pro zvedání plošiny
F_{hlv}	[N]	Síla hlavního hydraulického válce
$F_{\dot{s}max}$	[N]	Síla vyvolaná tíhou špalku o maximálních rozměrech
F_{zad}	[N]	Zadaná síla štípačky
F_{zv}	[N]	Síla hydraulického válce pro zvedání plošiny
F_{zvy}	[N]	Síla hydraulického válce pro zvedání plošiny ve směru osy y
g	[m · s ⁻²]	Tíhové gravitační zrychlení
J_{xp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pístnice hlavního hydraulického válce
J_{zTkr}	[mm ⁴]	Kvadratický moment kritického průřezu štípací mříže k ose z
k_{kr}	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu kritického průřezu štípací mříže
k_{Reram}	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu kritického průřezu rámu
l_I	[mm]	Délka břitu primární fáze
l_{II}	[mm]	Délka břitu sekundární fáze
l_{III}	[mm]	Délka břitu terciální fáze
L_p	[mm]	Prodloužená délka pístnice hlavního hydraulického válce
l_p	[mm]	Celková délka pístnice hlavního hydraulického válce
l_{rykr}	[mm]	Vzdálenost zatěžující síly od osy y při výpočtu pevnosti štípací mříže
l_{rzkr}	[mm]	Vzdálenost zatěžující síly od osy z při výpočtu pevnosti štípací mříže
M_k	[N · m]	Moment zvratu elektromotoru
M_{kkr}	[N · m]	Krouticí moment v kritickém průřezu štípací mříže
M_n	[N · m]	Jmenovitý moment elektromotoru
M_{ostab}	[N · m]	Moment stability štípačky
M_{oymaxD}	[N · m]	Ohybový moment okolo osy y v kritickém průřezu rámu

M_{ozkr}	[N · m]	Ohybový moment okolo osy z v kritickém průřezu štípací mříže
M_{ozmaxD}	[N · m]	Ohybový moment okolo osy z v kritickém průřezu rámu
$M_{zpět}$	[N · m]	Potřebný kroutící moment elektromotoru pro zpětný zdvih hydromotoru
$M_{potř}$	[N · m]	Potřebný kroutící moment elektromotoru při maximálním zatížení
$M_{střední}$	[N · m]	Střední moment elektromotoru
$M_{protl.}$	[N · m]	Potřebný kroutící moment elektromotoru pro protlačení špalku
$m_{šmax}$	[kg]	Maximální hmotnost špalku naloženého na zvedací plošinu
n	[ot · min ⁻¹]	Jmenovité otáčky elektromotoru
p	[Pa]	Tlak hydraulického obvodu nezbytný pro dosažení zadané síly
P	[W]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_I	[W]	Požadovaný výkon elektromotoru
p_{obvod}	[Pa]	Zvolený tlak v hydraulickém obvodu
Q_1	[m ³ · min ⁻¹]	průtok prvním hydrogenerátorem
Q_2	[m ³ · min ⁻¹]	průtok druhým hydrogenerátorem
$Re_{hardox500}$	[MPa]	Mez kluzu oceli Hardox 500
r_s	[mm]	Rameno, na kterém působí síla F_s
$r_{\dot{s}}$	[mm]	Rameno, na kterém působí síla $F_{\dot{s}}$
R_{whabr}	[MPa]	Štípatelnost habru v tangenciální rovině
R_{wI}	[MPa]	maximální štípatelnost v primární fázi
R_{wII}	[MPa]	maximální štípatelnost v sekundární fázi
R_{wIII}	[MPa]	maximální štípatelnost v terciální fázi
S_{1hlv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce při pracovním zdvihu
$S_{1šv}$	[mm ²]	Plocha pístu hydraulického válce pro zvedání štípací mříže při pracovním zdvihu
S_{1zv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce pro zvedání plošiny při pracovním zdvihu
S_{2hlv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce při zpětném zdvihu
$S_{2šv}$	[mm ²]	Plocha pístu hydraulického válce pro zvedání štípací mříže při zpětném zdvihu
S_{2zv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce pro zvedání plošiny při zpětném zdvihu
S_{hlv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce (při pracovním zdvihu)
S_p	[mm ²]	Plocha pístnice hlavního hydraulického válce
S_{ram}	[mm ²]	Plocha kritického průřezu rámu
S_{Thlv}	[mm ²]	Plocha pístu hlavního hydraulického válce při diferenciálním zapojení (rychlo-výsuv)
S_{wI}	[mm ²]	plocha štípání primární fáze
S_{wII}	[mm ²]	plocha štípání sekundární fáze
S_{wIII}	[mm ²]	plocha štípání terciální fáze
t_I	[s]	Čas působení maximálního tlaku v obvodu
t_{1hlv}	[s]	Čas pro úplné vysunutí hlavního hydraulického válce
$t_{1šv}$	[s]	Čas pro úplné vysunutí hydraulického válce pro zvedání štípací mříže
t_{1zv}	[s]	Čas pro úplné vysunutí hydraulického válce pro zvedání plošiny
t_2	[s]	Čas působení polovičního tlaku v obvodu
t_{2hlv}	[s]	Čas zpětného zdvihu hlavního hydraulického válce
$t_{2šv}$	[s]	Čas zpětného zdvihu hydraulického válce pro zvedání štípací mříže

t_{2zv}	[s]	Čas zpětného zdvihu hydraulického válce pro zvedání mříže
t_3	[s]	Čas zpětného zdvihu
$t_{prac.cykl.}$	[s]	Čas pracovního cyklu štípačky
t_{Thlv}	[s]	Čas pro úplné vysunutí hlavního hydraulického válce rychlo-výsuvem
V_{1hlv}	[m ³]	Objem hlavního válce při pracovním zdvihu
v_{1hlv}	[cm·s ⁻¹]	Rychlost hlavního válce při pracovním zdvihu
$V_{1šv}$	[m ³]	Objem válce pro zvedání mříže při pracovním zdvihu
$v_{1šv}$	[cm·s ⁻¹]	Rychlost válce pro zvedání mříže při pracovním zdvihu
V_{1zv}	[m ³]	Objem válce pro zvedání plošiny při pracovním zdvihu
v_{1zv}	[cm·s ⁻¹]	Rychlost válce pro zvedání plošiny při pracovním zdvihu
V_{2hlv}	[m ³]	Objem hlavního válce při zpětném zdvihu
v_{2hlv}	[cm·s ⁻¹]	Rychlost hlavního válce při zpětném zdvihu
$V_{2šv}$	[m ³]	Objem válce pro zvedání mříže při zpětném zdvihu
$v_{2šv}$	[cm·s ⁻¹]	Rychlost válce pro zvedání mříže zpětném zdvihu
V_{2zv}	[m ³]	Objem válce pro zvedání plošiny při zpětném zdvihu
v_{2zv}	[cm·s ⁻¹]	Rychlost válce pro zvedání plošiny při zpětném zdvihu
V_{g1}	[cm ³ ·ot ⁻¹]	Průtok prvním hydrogenerátorem
V_{g2}	[cm ³ ·ot ⁻¹]	Průtok druhým hydrogenerátorem
V_{hod}	[m ³ ·hod ⁻¹]	Produkce štípaného dřeva
$V_{š}$	[m ³]	Objem špalku
V_{Thlv}	[m ³]	Objem hlavního válce při rychlo-výsuvu
v_{Thlv}	[cm·s ⁻¹]	Rychlost hlavního válce při rychlo-výsuvu
W_{kk}	[mm ³]	Modul průřezu v krutu kritického průřezu mříže
W_{oy}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose y kritického průřezu rámu
W_{oz}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose z kritického průřezu rámu
W_{ozkr}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose z kritického průřezu mříže
Z_{hlv}	[mm]	Zdvih hlavního hydraulického válce
$Z_{šv}$	[mm]	Zdvih hydraulického válce pro zvedání štípací mříže
Z_{zv}	[mm]	Zdvih hydraulického válce pro zvedání plošiny
λ	[-]	Štíhlost prutu
μ	[-]	Celková účinnost hydraulického obvodu
σ_{celk}	[MPa]	Celkové napětí v rámu
σ_o	[MPa]	Složené ohybové napětí v rámu
σ_{oy}	[MPa]	Napětí v ohybu okolo osy y v rámu
σ_{oz}	[MPa]	Napětí v ohybu okolo osy z v rámu
σ_{ozkr}	[MPa]	Napětí v ohybu okolo osy z kritického průřezu mříže
σ_p	[MPa]	Napětí v pístní tyči hlavního hydraulického válce
σ_{redkr}	[MPa]	Redukované napětí v kritickém průřezu mříže
σ_{tah}	[MPa]	Tahové napětí v rámu
τ_{kk}	[MPa]	Napětí v krutu v kritickém průřezu mříže
χ	[MPa]	Úhel, pod kterým se rozkládá síla hydraulického válce pro zvedání plošiny

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Výpočet pracovních časů hydraulických válců	3 listy formátu A4
Příloha 2	Výpočet světlosti hydraulických hadic	2 listy formátu A4
Příloha 3	Výpočet modulů průřezů W_{ox} a W_{oz} rámu	3 listy formátu A4
Příloha 4	Výpočet stability	3 listy formátu A4
BP-MIKL-1-1	Výkres sestavy	1 list formátu A1
BP-MIKL-1-2	Kusovník k výkresu sestavy	4 listy formátu A4
BP-MIKL-2-1	Výkres podstestavy rámu	1 list formátu A3
BP-MIKL-2-2	Kusovník k výkresu podstestavy rámu	1 list formátu A4
BP-MIKL-3-1	Výkres svařence rámu	1 list formátu A1
BP-MIKL-3-2	Kusovník k výkresu svařence rámu	2 listy formátu A4
sestava_stipacky.stp	3D model štípačky	1 soubor formátu step

PŘÍLOHA 1

Výpočet pracovních časů hydraulických válců.

1 VÝPOČET PARAMETRŮ HLAVNÍHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE

1.1 VÝPOČET PARAMETRŮ PRACOVNÍHO ZDVIHU (VÝSUV)

$$Z_{\text{hlv}} = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$$

$$S_{\text{hlv}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{hlv}}^2}{4} \left[\text{m}^2 \right] \quad (\text{P1-1})$$

$$S_{\text{hlv}} = 7,865 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{\text{hlv}} = S_{\text{hlv}} \cdot Z_{\text{hlv}} \left[\text{m}^3 \right] \quad (\text{P1-2})$$

$$V_{\text{hlv}} = 7,865 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 = 3,146 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$t_{\text{hlv}} = V_{\text{hlv}} \frac{60}{V_{\text{g1}} \cdot n} \left[\text{s} \right] \quad (\text{P1-3})$$

$$t_{\text{hlv}} = 3,146 \cdot 10^{-3} \frac{60}{17,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1450} = 7,26 \text{ s}$$

$$v_{\text{hlv}} = \frac{Z_{\text{hlv}}}{t_{\text{hlv}}} \left[\text{m/s} \right] \quad (\text{P1-4})$$

$$v_{\text{hlv}} = \frac{0,4}{7,26} = 0,0551 \text{ m/s} = 5,1 \text{ cm/s}$$

KDE:

Z_{hlv} – zdvih [m];

$V_{\text{g1}} = 17,9 \text{ dm}^3/\text{ot}$, průtok kapaliny hydraulickým čerpadlem za otáčku [m^3/ot];

S_{hlv} – plocha hlavního válce při pracovním zdvihu [m^2];

V_{hlv} – objem hlavního válce při pracovním zdvihu [m^3];

v_{hlv} – rychlost hlavního válce při pracovním zdvihu [m/s];

t_{hlv} – čas pro úplné vysunutí zcela zasunutého pístu [s].

1.1.1 VÝPOČET PARAMETRŮ ZPĚTNÉHO ZDVIHU (ZASOUVÁNÍ)

$$Z_{\text{hlv}} = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$$

$$S_{2\text{hlv}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{hlv}}^2 - d_{\text{hlv}}^2)}{4} \left[\text{m}^2 \right] \quad (\text{P1-5})$$

$$S_{2\text{hlv}} = \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,055^2)}{4} = 5,478 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{2\text{hlv}} = S_{2\text{hlv}} \cdot Z_{\text{hlv}} \left[\text{m}^3 \right] \quad (\text{P1-6})$$

$$V_{2\text{hlv}} = 5,478 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 = 2,191 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$t_{2\text{hlv}} = V_{2\text{hlv}} \frac{60}{V_{\text{gl}} \cdot n} \left[\text{s} \right] \quad (\text{P1-7})$$

$$t_{2\text{hlv}} = 2,191 \cdot 10^{-3} \frac{60}{17,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1450} = 5,06 \text{ s}$$

$$v_{2\text{hlv}} = \frac{Z_{\text{hlv}}}{t_{2\text{hlv}}} \left[\text{m/s} \right] \quad (\text{P1-8})$$

$$v_{2\text{hlv}} = \frac{0,4}{5,06} = 0,0791 \text{ m/s} = 7,9 \text{ cm/s}$$

KDE:

$S_{2\text{hlv}}$ – plocha hlavního válce při zpětném zdvihu [m^2];

$V_{2\text{hlv}}$ – objem hlavního válce při zpětném zdvihu [m^3];

$t_{2\text{hlv}}$ – čas pro úplné zasunutí zcela vysunutého pístu [s];

$v_{2\text{hlv}}$ – rychlost hlavního válce při zpětném zdvihu [m/s].

1.1.2 VÝPOČET PARAMETRŮ RYCHLOPOSUVU

$$Z_{\text{hlv}} = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$$

$$S_{\text{Thlv}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{hlv}}^2}{4} = [\text{m}^2] \quad (\text{P1-9})$$

$$S_{\text{Thlv}} = \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} = 2,376 \cdot 10^{-3} [\text{m}^2]$$

$$V_{\text{Thlv}} = S_{\text{Thlv}} \cdot Z_{\text{hlv}} [\text{m}^3] \quad (\text{P1-10})$$

$$V_{\text{Thlv}} = 2,376 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 = 9,504 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$t_{\text{Thlv}} = V_{\text{Thlv}} \frac{60}{V_{\text{gl}} \cdot n} [\text{s}] \quad (\text{P1-11})$$

$$t_{\text{Thlv}} = 9,504 \cdot 10^{-4} \frac{60}{17,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1450} = 2,19 \text{ s}$$

$$v_{\text{Thlv}} = \frac{Z_{\text{hlv}}}{t_{\text{Thlv}}} [\text{m/s}] \quad (\text{P1-12})$$

$$v_{\text{Thlv}} = \frac{0,4}{2,19} = 0,182 \text{ m/s} = 18,2 \text{ cm/s}$$

KDE:

S_{Thlv} – plocha hlavního válce při diferenciálním zapojení [m^2];

V_{Thlv} – objem hlavního válce při diferenciálním zapojení válce [m^3];

t_{Thlv} – čas pro úplné vysunutí zcela zasunutého pístu při diferenciálním zapojení [s];

v_{Thlv} – rychlost hlavního válce při diferenciálním zapojení [m/s].

PŘÍLOHA 2

Jako ideální rychlosti v hydraulických hadicích volím pro obvod o tlaku 16 MPa rychlost na sání $v_{\text{sani}} = 2 \text{ m/s}$ a v tlakové části obvodu $v_{\text{tlakcast}} = 6 \text{ m/s}$, stejné ideální rychlosti bude uvažována i při výpočtu druhého hydraulického okruhu.

VÝPOČET SVĚTLOSTI HADIC PRVNÍHO OKRUHU (HLAVNÍ HYDRAULICKÝ VÁLEC)

$$S_{\text{lsani}} = \frac{Q_1}{v_{\text{sani}}} \left[\text{m}^2 \right] \quad (\text{P2-1})$$

$$S_{\text{lsani}} = \frac{25,955 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,163 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d_{\text{lsani}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{lsani}}}{\pi}} \left[\text{m} \right] \quad (\text{P2-2})$$

$$d_{\text{lsani}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,163 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0165 \text{ m} = 16,5 \text{ mm}$$

$$S_{\text{ltlakcast}} = \frac{Q_1}{v_{\text{tlakcast}}} \left[\text{m}^2 \right] \quad (\text{P2-3})$$

$$S_{\text{ltlakcast}} = \frac{25,955 \cdot 10^{-3}}{6} = 7,210 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d_{\text{ltlakcast}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{ltlakcast}}}{\pi}} \left[\text{m} \right] \quad (\text{P2-4})$$

$$d_{\text{ltlakcast}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,210 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 9,581 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 9,58 \text{ mm}$$

KDE:

$Q_1 = 25,955 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$, průtok prvním hydromotorem;

S_{lsani} – plocha průřezu sání prvního hydraulického obvodu $[\text{m}^2]$;

d_{lsani} – vnitřní průměr hadice sání prvního hydraulického obvodu $[\text{m}^2]$;

$S_{\text{ltlakcast}}$ – plocha průřezu sání prvního hydraulického obvodu $[\text{m}^2]$;

$d_{\text{ltlakcast}}$ – vnitřní průměr hadice sání prvního hydraulického obvodu $[\text{m}^2]$.

VÝPOČET SVĚTLOSTI HADIC DRUHÉHO OKRUHU (ŠTÍPACÍ MŘÍŽ, PLOŠINA)

$$S_{2sani} = \frac{Q_2}{v_{sani}} \quad [m^2] \quad (P2-5)$$

$$S_{2sani} = \frac{2,030 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,692 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d_{2sani} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{2sani}}{\pi}} \quad [m] \quad (P2-6)$$

$$d_{2sani} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,692 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 4,642 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,64 \text{ mm}$$

$$S_{2tlakcast} = \frac{Q_2}{v_{tlakcast}} \quad [m^2] \quad (P2-7)$$

$$S_{2tlakcast} = \frac{2,030 \cdot 10^{-3}}{6} = 5,639 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$d_{2tlakcast} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{2tlakcast}}{\pi}} \quad [m] \quad (P2-8)$$

$$d_{2tlakcast} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,639 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 2,680 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2,68 \text{ mm}$$

KDE:

$Q_2 = 2,030 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$, průtok prvním hydromotorem;

S_{2sani} – plocha průřezu sání druhého hydraulického obvodu $[m^2]$;

D_{2sani} – vnitřní průměr hadice sání druhého hydraulického obvodu $[m^2]$;

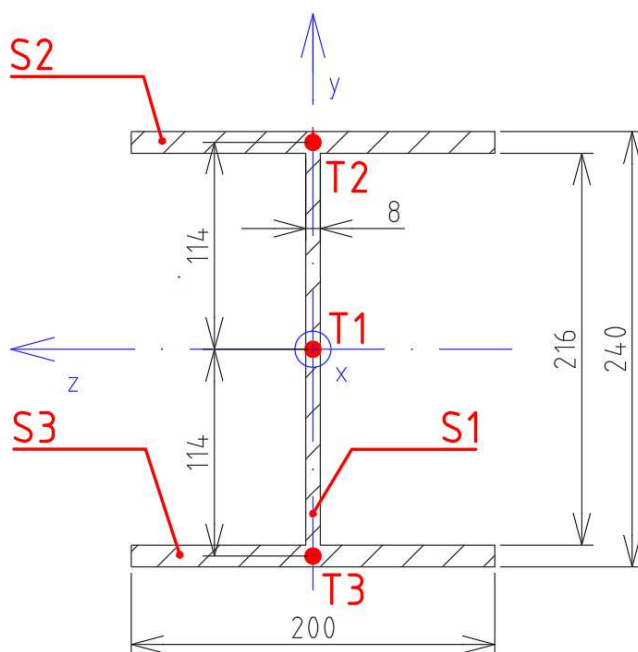
$S_{2tlakcast}$ – plocha průřezu sání druhého hydraulického obvodu $[m^2]$;

$d_{2tlakcast}$ – vnitřní průměr hadice sání druhého hydraulického obvodu $[m^2]$.

PŘÍLOHA 3

Zabývá se výpočtem modulů průřezu v ohybu, kvadratickými momenty a plochy kritického průřezu rámu v místě D.

1.1 VÝPOČET MODULŮ V OHYBU W_{oz} A W_{oy}



P3-Obr. 1 Kritický průřez rámu v místě D se znázorněnými těžišti ploch

Průřez rámu se skládá ze tří základních obdélníkových obrazců. Musí být spočítány plochy jednotlivých obrazců a dále spočítán kvadratický moment k jednotlivým osám.

PLOCHY OBRAZCŮ

$$S = a \cdot b \quad [\text{mm}^2] \quad (\text{P3-1})$$

$$S_1 = 8 \cdot 216 = 1728 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ mm}^2$$

$$S_3 = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ mm}^2$$

KDE:

S, S_1, S_2, S_3 – plocha obrazce $[\text{mm}^2]$;

a – rozměr obrazce rovnoběžný s osou z $[\text{mm}^2]$;

b – rozměr plochy rovnoběžný s osou y $[\text{mm}^2]$.

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU K OSE Z.

$$J_{ZT} = \frac{a \cdot b^3}{12} + S \cdot z_T \quad [\text{mm}^4] \quad (\text{P3-2})$$

$$J_z = J_{ZT1} + S_1 \cdot z_{T1} + J_{ZT2} + S_2 \cdot z_{T2} + J_{ZT3} + S_3 \cdot z_{T3} \quad [\text{mm}^4] \quad (\text{P3-3})$$

$$J_z = \frac{8 \cdot 216^3}{12} + \frac{200 \cdot 12^3}{12} + 2400 \cdot 114^2 + \frac{200 \cdot 12^3}{12} + 2400 \cdot 114^2 = 6,9156864 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$W_{oz} = \frac{J_z}{e_z} \quad [\text{mm}^3] \quad (\text{P3-4})$$

$$W_{oz} = \frac{6,9156864 \cdot 10^7}{120} = 576307,2 \text{ mm}^3$$

KDE:

$e_z = 120 \text{ mm}$, největší vzdálenost krajního vlákna a hlavního těžiště průřezu;

z_T – vzdálenost těžiště od těžiště obrazce a hlavního těžiště průřezu [mm];

J_{ZT} – kvadratický moment plochy obrazce k ose z [mm⁴];

J_z – kvadratický moment průřezu k ose z [mm⁴];

W_{oz} – modul průřezu v ohybu k ose z [mm³].

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU K OSE Y.

$$J_{YT} = \frac{a^3 \cdot b}{12} + S \cdot y_T \quad [\text{mm}^4] \quad (\text{P3-5})$$

$$J_y = J_{YT1} + S_1 \cdot y_{T1} + J_{YT2} + S_2 \cdot y_{T2} + J_{YT3} + S_3 \cdot y_{T3} \quad [\text{mm}^4] \quad (\text{P3-6})$$

$$J_y = \frac{8^3 \cdot 216}{12} + \frac{200^3 \cdot 12}{12} + \frac{200^3 \cdot 12}{12} = 1,6009216 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$W_{oy} = \frac{J_y}{e_y} \quad [\text{mm}^3] \quad (\text{P3-7})$$

$$W_{oy} = \frac{1,6009216 \cdot 10^7}{100} = 160092,16 \text{ mm}^3$$

KDE:

$e_y = 100 \text{ mm}$, největší vzdálenost krajního vlákna a hlavního těžiště průřezu;

Y_T – vzdálenost těžiště od těžiště obrazce a hlavního těžiště průřezu [mm];

J_{YT} – kvadratický moment plochy obrazce k ose y [mm⁴];

J_y – kvadratický moment průřezu k ose y [mm⁴];

W_{oy} – modul průřezu v ohybu k ose y [mm³].

PŘÍLOHA 4

Výpočet stability štípačky

1.1 VÝPOČET GRAVITAČNÍ TÍHOVÉ SÍLY ŠPALKU A ŠTÍPAČKY

Je nutné určit velikost síly, která bude stroj převracet, což je váha kulatiny naložená na zvedací plošinu.

Bylo počítáno s maximálním průměrem kulatiny d_{smax} , maximální délkou špalku b a objemovou hmotností nevysušeného habrového dřeva ρ_{habr} .

$$F_s = \frac{\pi \cdot d_{smax}^2}{4} \cdot b \cdot \rho_{habr} \cdot g \quad (P4-1)$$

$$F_s = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} \cdot 0,4 \cdot 1080 \cdot 9,81 = 832,11 \text{ N}$$

$$F_s = 832,11 \text{ N}$$

KDE:

$d_{smax} = 0,5 \text{ m}$, maximální průměr špalku;

$b = 0,4 \text{ m}$, maximální délka špalku;

$\rho_{habr} = 1080 \text{ kg/m}^3$, objemová hmotnost nevysušeného habrového dřeva;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$, tíhové gravitační zrychlení;

F_s – gravitační tíhová síla špalku [N].

Hmotnost stroje byla spočítána programem Inventor a bude značena jako m_s .

$$F_s = m_s \cdot g \text{ [N]} \quad (P4-2)$$

$$F_s = 570,84 \cdot 9,81 = 5599,94 \text{ N}$$

KDE:

$m_s = 570,84 \text{ kg}$, hmotnost stroje;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$, gravitační tíhové zrychlení;

F_s – gravitační tíhová síly stroje [N].

1.2 VÝPOČET PŘÍPADU A NÁKLON 0 STUPŇŮ

Rameno síly F_s je značeno jako r_{sA} , rameno síly F_s je r_{sA} . Velikost ramen viz. Obr.40, případ A.

$$\sum F_i \cdot r_i = M_{ozStab.} \quad [N \cdot mm] \quad (P4-3)$$

$$M_{ozStab.} = F_s \cdot r_{sA} - F_s \cdot r_{sA} \quad [N \cdot mm] \quad (P4-4)$$

$$M_{ozStab.} = 832,11 \cdot 328 - 5599,94 \cdot 500 = -2527037,92 \text{ N} \cdot mm$$

$$M_{ozStab.} = -2,527 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot mm = 2527 \text{ N} \cdot m$$

KDE:

$F_s = 832,11 \text{ N}$, gravitační tíhová síla špalku;

$r_{sA} = 328 \text{ mm}$, délka ramena, na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$F_s = 5\,599,94 \text{ N}$, gravitační tíhová síla stroje;

$r_{sA} = 500 \text{ mm}$, délka ramena, na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$M_{ozStab.}$ – výsledný moment [Nmm].

Výsledný moment je se znaménkem mínus, což je proti zvolenému smyslu převrácení stroje, tudíž nedojde k převrácení stroje.

1.3 VÝPOČET PŘÍPADU B NÁKLON 20 STUPŇŮ

Rameno síly F_s je značeno jako r_{sB} , rameno síly F_s je r_{sB} . Velikost ramen viz. Obr.40, případ B.

$$M_{ozStab.} = F_s \cdot r_{sB} - F_s \cdot r_{sB} \quad [N \cdot mm] \quad (P4-5)$$

$$M_{ozStab.} = 832,11 \cdot 569,90 - 5599,94 \cdot 252,70 = -940885,35 \text{ N} \cdot mm$$

$$M_{ozStab.} = -9,409 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot mm = -940,9 \text{ N} \cdot m$$

KDE:

$F_s = 832,11 \text{ N}$, gravitační tíhová síla špalku;

$r_{sB} = 569,90 \text{ mm}$, délka, ramena na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$F_s = 5\,599,94 \text{ N}$, gravitační tíhová síla stroje;

$r_{sB} = 252,70 \text{ mm}$, délka, ramena na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$M_{ozStab.}$ – výsledný moment [Nmm].

Výsledný moment je se znaménkem mínus, což je proti zvolenému smyslu převrácení stroje, tudíž nedojde k převrácení stroje.

1.4 VÝPOČET PŘÍPADU C NÁKLON 31 STUPŇŮ

Rameno síly F_s je značeno jako r_{sC} , rameno síly F_s je r_{sC} . Velikost ramen viz. Obr.40, případ C.

$$M_{ozStab.} = F_s \cdot r_{sC} - F_s \cdot r_{sC} \quad [N \cdot mm] \quad (P4-6)$$

$$M_{ozStab.} = 832,11 \cdot 675,2 - 5599,94 \cdot 101,5 = -6553,24 \text{ N} \cdot mm$$

$$M_{ozStab.} = -6,553 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot mm = -6,5 \text{ N} \cdot m$$

KDE:

$F_s = 832,11 \text{ N}$, gravitační tíhová síla špalku;

$r_{sC} = 675,20 \text{ mm}$, délka ramena, na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$F_s = 5\,599,94 \text{ N}$, gravitační tíhová síla stroje;

$r_{sC} = 101,50 \text{ mm}$, délka ramena, na kterém působí gravitační tíhová síla špalku;

$M_{ozStab.}$ – výsledný moment [Nmm].

Výsledný moment je stále se znaménkem mínus, ale je pouze 6,5 Nm, což znamená že se dostáváme na hranici stability stroje. Při větším bočním náklonu, než je 31 stupňů dojde k převrácení stroje.